

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

Проектування системи наддуву автомобільного двигуна типу 4Ч 7,9/8

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Б. Г. Тимошевський

Здобувач освіти

В. Д. Козубов

Миколаїв 2022

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет **Машинобудівний навчально-науковий**
Кафедра **Двигуни внутрішнього згоряння, установок та**
технічної експлуатації

Ступінь Магістр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)

Освітня програма **Двигуни внутрішнього згоряння**

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ

О.А Гогоренко

« » 2022 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Козубову Владиславу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проектування системи наддуву автомобільного
двигуна типу 4Ч 7,9/8

2. Керівник роботи д-р техн. наук, проф. Тимошевський Б.Г
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ ” 20 року №

3. Строк подання здобувачем роботи 10.11.2022

4. Вихідні дані до проекту (роботи) параметри серійного двигуна: ефективна
потужність $N_e = 55,5$ кВт, частота обертання колінчастого валу $n = 5400$ хв⁻¹,
двигун застосовується на автомобілі.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1) опис конструкції двигуна, аналіз режимів його роботи в складі
легкового автомобіля, обґрунтування доцільності встановлення системи
газотурбінного наддуву; 2) математичне моделювання робочого циклу двигуна
для номінального режиму роботи;

3) математичне моделювання статичної зовнішньої швидкісної
характеристики штатного двигуна; 4) вибір доцільного рівня тиску
наддувного повітря та розрахунок статичної зовнішньої швидкісної
характеристики двигуна з наддувом; 5) вибір турбокомпресора та визначення
особливостей його регулювання; 6) розділ охорони праці та захисту
довколишнього середовища, цивільної оборони.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1) креслення поперечного та повздовжнього перерізу двигуна; 2) креслення турбокомпресора; 4, 5) плакат з результатами розрахунків характеристик двигуна;

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/П	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

_____ (підпис)

/Козубов В.Д./

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

/Тимошевський Б.Г./

_____ (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	2
1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 4Ч7.9/8 В СКЛАДІ АВТОМОБІЛЮ.....	4
1.1. Загальні відомості та опис конструкції двигуна 4Ч7,9/8,15 у складі легкового автомобілю	4
1.2 Обґрунтування доцільності встановлення системи газотурбінного наддуву на двигун 4Ч7.9/86.	11
2. МАТЕМАТИЧНІ ОСНОВИ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА	15
2.1. Розрахунок номінального режиму роботи двигуна 4Ч7.9/86	15
2.2. Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна 4Ч7.9/86.....	25
3. ВИБІР ДОЦІЛЬНОГО РІВНЯ ТИСКУ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ	34
3.1. Принцип дії турбокомпресору. Розрахунок рівню його тиску.....	34
3.2. Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики	35
4. РОЗРАХУНОК ПОРІВНЯЛЬНОЇ ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ	41
4.1. Характеристики атмосферного двигуна та двигуна з турбонаддувом	41
5. ВИБІР ТУРБОКОМПРЕСОРА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЙОГО РЕГУЛЮВАННЯ	46
5.1. Вибір турбокомпресору	46
5.2. Розрахунок характеристик регулювання двигуна з встановленим турбокомпресором	49
РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ	63
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	73

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Козубов В.Д.				ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ «Проектування системи наддуву автомобільного двигуна типу 4Ч7,9/8»	Літ.	Аркуш
Викладач	Тимошевський Б.Г.					1	83
Зав.кафедри						НУК	

ВСТУП

Дана робота присвячена розробці та дослідженню системи наддуву для автомобільного двигуна типу 4Ч7.9/8. Для вирішення поставленої задачі потрібно виконати аналіз режимів його роботи в складі легкового автомобілю, обґрунтування доцільності встановлення системи газотурбінного наддуву, пошуку можливості його форсування шляхом встановлення газотурбінного наддуву, математичне моделювання робочого циклу двигуна для номінального режиму роботи, математичне моделювання статичної зовнішньої швидкісної характеристики штатного двигуна, вибір доцільного рівня тиску наддувного повітря та розрахунок статичної зовнішньої швидкісної характеристики двигуна з наддувом.

При встановленні системи наддуву була поставлена наступна умова – установка наддуву на штатний двигун без внесення змін до його конструкції.

Система наддуву є одним з найпоширеніших методів підвищення питомої потужності двигунів.

На сьогодні, автовиробники часто встановлюють у свої двигуни систему наддуву. Це дозволяє відчутно збільшити потужність двигуна, а також зменшити питомі витрати пального.

Призначення систем наддуву ДВЗ – підвищення масового наповнення циліндрів двигуна свіжим зарядом. Досягається це звичайно за допомогою спеціальних пристроїв чи агрегатів наддуву. Системи наддуву дуже різноманітні за принципом дії і, відповідно, по ознаках класифікації.

Добре відомо, що для автомобільних двигунів, одна з найважливіших паспортних характеристик є статична зовнішня швидкісна характеристика, яка в свою чергу і є певним наближенням до реальних динамічних зовнішніх швидкісних характеристик, за якими відбувається робота двигуна протягом 15 % загального часу експлуатації в місті на режимах прискорення.

В роботі розглядається двигун 4Ч7.9/86, чотиритактний, карбюраторний, рядний, з верхнім розташуванням розподільчого валу. Система охолодження

						Арк.
						2
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

двигуна – рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією рідини. Двигун має комбіновану систему мастила: під тиском та розбризкуванням.

Забезпечення якості розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики двигунів даного типу є досить складним питанням, через широкий робочий діапазон обертів колінчастого валу – від 800 до 5400 об/хв., в якому здійснюється експлуатація двигуна.

Мета дослідження – головною метою є підвищення ефективності (паливної економічності та потужності) двигуна типу 4Ч7.9/86 при використанні його на автомобільних транспортних засобах шляхом встановлення турбанаддувного агрегату.

Об’єкт дослідження – процеси, які відбуваються у двигуні 4Ч7.9/86 при його форсуванні встановленням турбанаддувного агрегату.

Предмет дослідження – характеристики та параметри процесів, які мають місце у двигуні 4Ч7.9/86 при його форсуванні встановленням турбанаддувного агрегату.

Отже, необхідно забезпечити розрахунок номінального режиму роботи двигуна, зовнішню швидкісну характеристику, розрахувати характеристики регулювання й встановили газотурбінний наддув, згідно основної вимоги, порівнявши зовнішню швидкісну характеристику двигуна з встановленим турбінним наддувом та без нього.

						Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА ТИПУ 4Ч7.9/8 В СКЛАДІ АВТОМОБІЛЮ

1.1. Загальні відомості та опис конструкції двигуна 4Ч7,9/8,15 у складі легкового автомобілю

Двигун бензиновий, рядний, 4-х циліндровий, 79х80 мм, 1,57 л, ступінь стиску 8,5, порядок роботи 1-3-4-2, потужність 55,5 кВт (75,5 л.). с.) при 5400 об/хв, обертаючий момент 116 Н-м (11,8 кгс-м) при 3000 об/хв. Повітряний фільтр – зі змінним фільтровим елементом. Система охолодження - з електроventилятором, що автоматично вмикається і вимикається. Ступінь стиснення - 8.5. Діаметр циліндру, 79 мм. Хід поршня, - 80 мм. Кількість клапанів на циліндр – 2. На автомобіль встановлюється бензиновий, чотиритактний, чотирициліндровий, рядний, восьмиклапанний двигун з верхнім розташуванням розподільного валу. Система живлення – карбюраторна. Порядок роботи циліндрів: 1-3-4-2, відлік - від шківa колінчастого валу[3].

Таблиця 1.1 Основні параметри двигуна 4Ч 7,9/8,15

Параметр	Одиниці вимірювання	Значення
Кількість циліндрів		4
Робочий об'єм циліндрів	л	1,57
Ступінь тиску		8,5
Номінальна потужність двигуна при частоті обертання колінчастого валу 5400 об/хв.	кВт	54,8
Діаметр циліндра	мм	79
Хід поршня	мм	80
Кількість клапанів		8
Мінімальна частота обертання колінчастого	об/хв	800-900

						Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

валу		
Максимальний обертаючий момент, при 3400 на об/хв.	$H^*_{\text{м}}$	104
Порядок роботи циліндрів		1-3-4-2
Октанове число бензину		91-93
Система подачі палива		карбюратор
Свічки запалювання		A17ДВР, FE65CPR, A17ДВ-10
Вага	кг	121

Поршні мають два компресійні та одне маслознімне кільце. Колінчастий вал обертається у п'яти опорах у блоці циліндрів. Від шківів на його передньому кінці клинопасової передачею обертаються генератор і насос охолоджуючої рідини, розташовані з правого боку двигуна.

У передній частині двигуна знаходиться привід розподільного валу та валика приводу допоміжних агрегатів: розподільника запалювання, паливного та масляного насосів. Привід здійснюється дворядним втулочно-роликовим ланцюгом.

З правого боку двигуна, крім генератора, розміщені випускний колектор, стартер та впускний трубопровід з карбюратором та повітряним фільтром. Зліва знаходиться масляний фільтр.

Блок циліндрів виготовляється методом лиття із спеціального високоміцного чавуну. Отвори під циліндри розточуються безпосередньо в блоці та додаткові вставки (гільзи) у циліндрах не застосовуються. Для отримання спеціального профілю та чистоти поверхні циліндри хонінгуються. По діаметру циліндри поділяються на 5 класів через 0,01 мм, що позначаються латинськими літерами А, В, С, D та Е. Клас кожного циліндра маркується на нижній площині блоку циліндрів.

						Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отвори під корінні підшипники колінчастого валу розточуються у збиранні з кришками підшипників. Тому вони незамінні ні між собою, ні з кришками інших блоків циліндрів. Щоб не переплутати кришки, на них робиться маркування. Кришки підшипників кріпляться до блоку циліндрів болтами, що самоконтряться, заміна яких на які-небудь інші неприпустима.

Валик приводу допоміжних агрегатів обертається у двох втулках, запресованих у блок циліндрів. Передня втулка сталевалюмінієва, а задня металокерамічна, бронзографітна. У запасні частини поставляються втулки номінального та ремонтного розмірів із зменшенням на 0,3 мм внутрішнім діаметром.[1]

Вдосконалений двигун 4Ч7.9/86 може застосовуватись для встановлення на автомобілі малолітражного класу. В результаті доопрацювання двигуна-прототипу з метою збільшення потужності. Підвищення потужності двигуна була досягнута за рахунок робочого об'єму двигуна шляхом збільшення діаметра циліндра до 79мм. Крім іншого діаметра циліндрів, новий блок ні чим не відрізняється від блоку двигуна-прототипу.

На всіх Fiat 124 поршні мають схожу конструкцію, яка їм дісталася від італійського прототипу.



Рис.1.1. Автомобіль FIAT 124.

						Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На двигуні застосовуються поршні з номінальним діаметром 79мм. Поршень відрізняється наявністю циліндричної лунки на дно поршня і має збільшений діаметр.



Рис. 1.2. Шатун двигуна 4Ч 7,9/8,15



Рисунок 1.3. Поршень двигуна 4Ч 7,9/8,15(2106-1000260)

						Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У процесі роботи двигуна різні зони поршня нагріваються нерівномірно. Для компенсації теплової деформації форма поршня відрізняється від форми правильного циліндра. З цієї ж причини в бобишках поршня знаходяться сталеві терморегулюючі пластини. Для зниження динамічних навантажень на поршень, отвір для поршневого пальця виконано зі зміщенням праворуч від центральної осі на 2 мм. Для здійснення правильного складання, поруч з отвором під поршневий палець, є маркування у вигляді символу "П". При складанні всі поршні орієнтують так, щоб мітки були направлені в бік передньої частини блоку.

Для діаметрів поршнів визначено п'ять класів з відмінністю в розмірах на 0,01 мм. Класи позначають латинськими літерами, аналогічно позначення класів для циліндрів блоку. Поршні, за отвором під поршневий палець, ділять на три категорії розмірів - через 0,004 мм, (позначаються категорії - "1", "2", "3"). На днищі поршня здійснюється таврування класу поршня та категорії розміру поршневого пальця.

Визначено два ремонтні розміри для поршнів: зі збільшенням на 0,4 та зі збільшенням на 0,8 мм. Для ущільнення поршня використовується комплект чавунних поршневих кілець нормального розміру. Особливість даного комплекту – маслоснімне кільце виконується хромованим. Хромування виконується для збільшення ресурсу роботи кільця, яке знадобилося провести при збільшеному навантаженні пов'язаної зі збільшенням потужності двигуна. Крім чавунних поршневих кілець можуть застосовуватися кільця, виготовлені із сталі.

Шатуни двигуна – сталеві, кований. На двигун встановлюється колінчастий вал, який відрізняється збільшенням на 7 мм радіусом кривошипу. На колінчастому валі на щоді корінної шийки наноситься маркування відповідне. Колінчастий вал має покращені динамічні характеристики за рахунок додаткових противаг.[2]

Двигун комплектуються карбюратором "Озон" та розподільником запалення з вакуумним регулятором випередження запалення. Розподільник запалення 30.3706.01 застосовується разом із катушкою запалення Б-117А.

						Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення електроенергією на двигуні застосовується генератор Г221 із струмом віддачі 42А. На двигуни встановлюються стартер моделі 35.3708 з номінальною потужністю 1,3 кВт[4].

Повздовжній розріз двигуна 4Ч7.9/86 зображений на рис. 1.4.

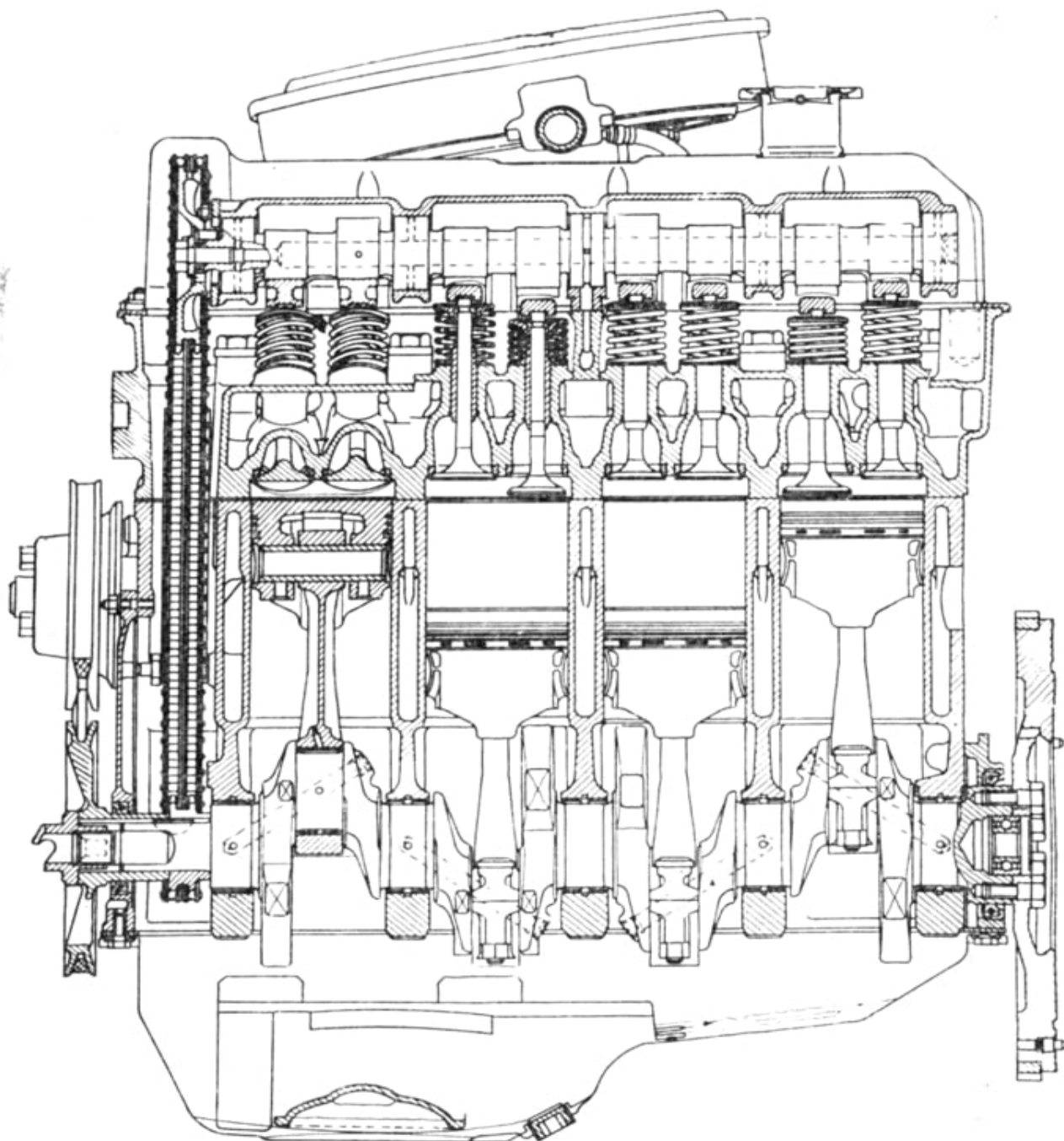


Рис. 1.4. Повздовжній розріз двигуна 4Ч7.9/86

Поперечний розріз двигуна 4Ч7.9/86 зображений на рис. 1.5:

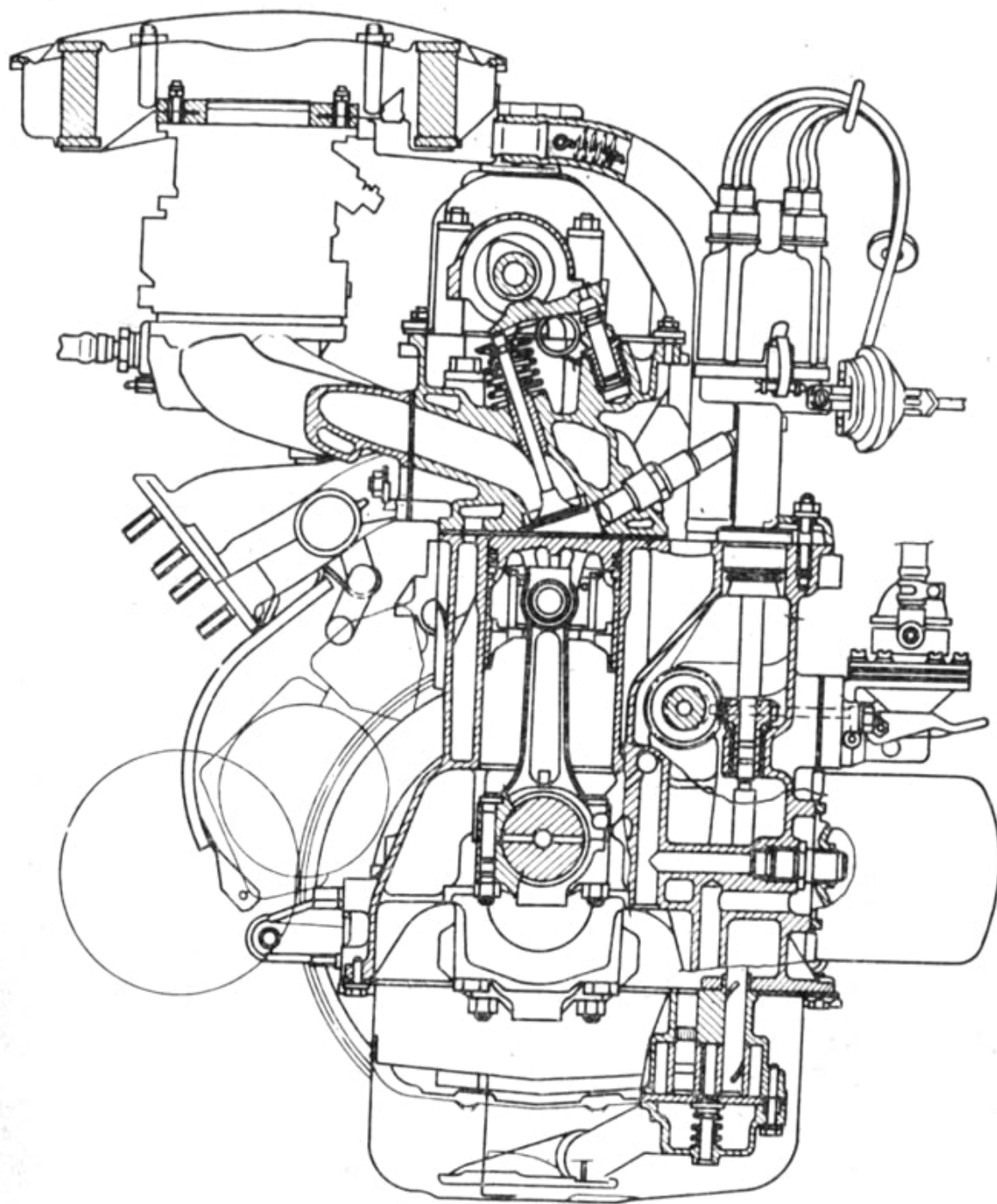


Рис. 1.5 Поперечний розріз двигуна 4Ч7.9/86.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Арк.

10

1.2 Обґрунтування доцільності встановлення системи газотурбінного наддуву на двигун 4Ч7.9/86.

Установка турбокомпресора є гарною можливістю збільшити потужність двигуна. Однак часто це може вимагати внесення великих конструктивних змін у будову двигуна.

Атмосферний двигун - це двигун внутрішнього згоряння, в який повітря потрапляє природним шляхом без додаткових пристроїв. Повітря змішується з бензином або іншим паливом, потрапляє в циліндр, спалахує від іскри, внаслідок чого відбувається його робота. За рахунок цієї роботи машина приводиться у рух[5].

Двигун, до якого приєднана турбіна, називається турбованим. Вперше автомобілі з турбованими двигунами з'явилися в середині минулого століття.

До переваг атмосферного двигуна можна віднести:

1. Зносостійкість
2. Простота в експлуатації
3. Можливість багаторазового ремонту

До переваг турбованого двигуна можна віднести: вищу потужність при такому ж, як у атмосферного двигуна, об'ємі двигуна, більший крутний момент, більшу екологічність та меншу питому витрату палива.

Турбокомпресор працює за рахунок вихлопних газів, що на неї потрапляють. Обертаючи, вона створює тиск повітря, що подається в циліндри, тобто повітря надходить вже не самопливом. Паливна суміш стає більш насиченою повітрям, інтенсивніше горить. Турбонаддув дозволяє збільшити потужність двигуна на 10%, а в деяких випадках й більше.

До недоліків турбованого мотора відносять велику вимогливість до якості олії та палива. Моторне масло та масляні фільтри треба міняти в 2 рази частіше, тому що турбокомпресор працює за високої температури. Для стабільного функціонування пристрою слід постійно стежити за повітряним фільтром.

Крім турбіни, для збільшення потужності двигуна на нього можна встановлювати компресор, який нагнітатиме повітря. Привід компресора

						Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підключають коленвалу. Компресор не підвищує температуру, оскільки не використовує відпрацьований газ, але зменшує корисну роботу мотора[8].

На встановлення турбіни наважуються водії, яким не вистачає потужності на своєму авто. Завдяки турбуванню атмосферного двигуна автомобіль стає економічним, оскільки потужність мотора зростає, а обсяг залишається незмінним.

Так, після установки турбіни на двигун потужністю 1,4 літра, автомобіль має порівнянну потужність, ніби у об'єм двигуна близько 1,8 літра.

Однак до питання треба підходити з обережністю, оскільки при технічному вдосконаленні автомобіля торкаються багато його важливих частин, застосовуються додаткові запчастини.

Мають наддувні двигуни і серйозні переваги перед атмосферними двигунами. Насамперед це стосується віддачі. Достатньо поглянути на зовнішню швидкісну характеристику таких двигунів. У двигуна з турбонаддувом максимальна потужність і, найголовніше, крутний момент, доступні в широкому діапазоні оборотів[7].

І якщо потужність все одно досягається на високих оборотах, то крутний момент у сучасних двигунів з наддувом частенько доступний вже з 1500 об/хв.

І полиця цього моменту тягнеться аж до високих оборотів. Досягти такої характеристики у атмосферних двигунів майже неможливо. У них полку моменту та потужності помітно вже.

До того ж значення максимального крутного моменту, у атмосферного двигуна завжди менше, ніж у аналогічного за потужністю турбованого. Також мають значення параметри КШМ та ГРМ. Менша маса деталей турбодвигуна, за визначенням дозволяє швидше виходити на робочі обороти і знижує механічні втрати. Звідси і найкраща віддача, і менша витрата палива[9].

На рис. 1.6 показана зовнішня швидкісна характеристика двигуна турбованого двигуна EA211. Секрет гарної динаміки розгону автомобілів з турбомотором - широка полиця максимального крутного моменту. Причому вона часто починається вже з 1500 об/хв. На рисунку 1.7 наведена зовнішня швидкісна характеристика двигуна EA211[6].

						Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

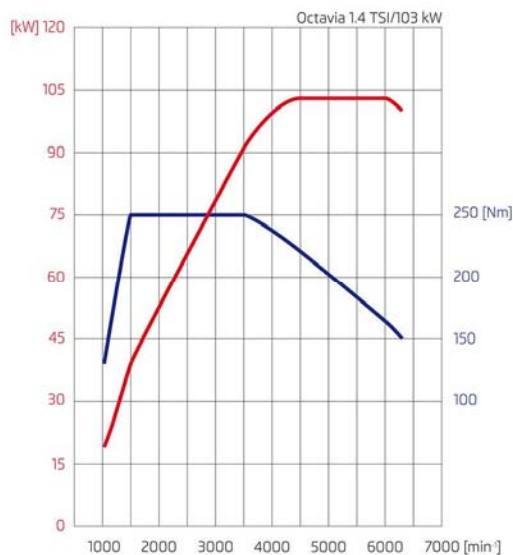


Рис 1.6. Зовнішня швидкісна характеристика турбованого двигуна EA211.

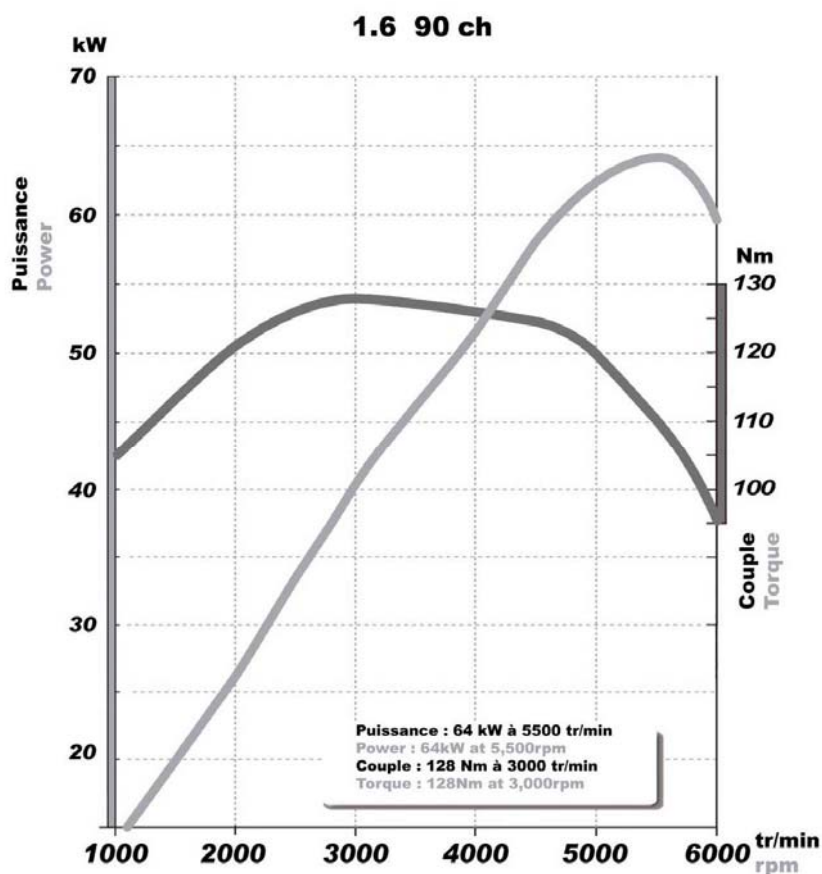


Рисунок 1.7. Зовнішня швидкісна характеристика атмосферного двигуна

Для порівняння можна роздивитися характеристику атмосферного двигуна. Приділити увагу потрібно не на значення максимальної потужності і крутного

моменту, а на обороти, при яких вони досягаються. Діапазон зрушений у бік більших обертів.

Недоліками ж є - підвищені витрати масла, яка пов'язана з конструктивними особливостями таких двигунів. А другий – нижча теплова віддача. Але ця проблема відійшла на другий план завдяки додатковим електронагрівачам і таким ходам, як інтеграція випускного колектора в ГБЦ[8].

						Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. МАТЕМАТИЧНІ ОСНОВИ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА

2.1. Розрахунок номінального режиму роботи двигуна 4Ч7.9/86

Карбюраторний двигун має такі режими роботи: пуск, холостий хід, середні навантаження, повні навантаження, різкий перехід на повні навантаження.

Робота ДВЗ, особливо встановлених на автомобілях, тракторах та інших мобільних машинах, характеризується стохастичними режимами роботи. Коливання режимів роботи двигунів пов'язані з умовами роботи самих машин. У тому числі на автомобілях позначаються дорожні умови: покриття доріг, стан покриттів, профіль у поздовжньому напрямку, інтенсивність руху, частота зупинок та інші фактори. Для тракторів факторами коливання режимів є вид робіт, нестабільність матеріалу, що обробляється, рельєф місцевості та інші.

Нестабільні умови роботи викликають коливання крутного моменту і частоти обертання на колінчастому валу, підвищена витрата палива, збільшення зносу поверхонь, що труться, і зниження ресурсу.

Робота двигуна в умовах експлуатації автомобіля та інших машин характеризується майже безперервною зміною моменту, що крутить, і частоти обертання колінчастого валу. Характер і мінливість режимів роботи двигуна обумовлені призначенням машини, кліматичними умовами експлуатації, індивідуальними особливостями оператора, експлуатаційним регулюванням двигуна та іншими факторами.

Для автомобіля експлуатаційний режим роботи двигуна визначається комплексом теплових, навантажувальних та швидкісних режимів, що формуються режимами холостого ходу, розгону, руху з постійною швидкістю та гальмуванням. Режим роботи двигуна, що не встановився, при цьому становить до 97 % в умовах міського руху, 90...95 % при русі по ґрунтових дорогах і 30...35 % часу руху на автомагістралях. Використовувана потужність двигуна у своїй найчастіше перебуває у межах 13...78 % від номінальної.

						Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Залежно від умов експлуатації автомобіля на кожні 1000 км пробігу припадає від 30 до 500 пусків та зупинок двигуна. При невтомних навантажувальних і швидкісних режимах роботи двигунів порівняно з режимами, що встановилися, витрата палива зростає на 5... 7 %.

Використовувана потужність двигуна у своїй найчастіше перебуває у межах 13...78 % від номінальної.

Залежно від умов експлуатації автомобіля на кожні 1000 км пробігу припадає від 30 до 500 пусків та зупинок двигуна. При невтомних навантажувальних і швидкісних режимах роботи двигунів порівняно з режимами, що встановилися, витрата палива зростає на 5... 7 %.

Режим роботи ДВЗ, що не встановився, має місце на режимах примусового холостого ходу і гальмування двигуном. У разі міського руху ці режими сягають 15...20 % від загального часу руху. При цьому спостерігаються високі частоти обертання колінчастого валу за мінімальної подачі палива. Такий режим пов'язаний зі значною токсичністю газів, що відпрацювали, і його бажано по можливості скорочувати.

Випробування при низькій температурі охолоджувальної рідини і олії показали, що знос циліндрів ДВЗ, навантажених всього на 10... 15 % від максимальної потужності, має більші значення, ніж при навантаженні його на 70...80 % (за оптимальної температури).

Спільне збільшення навантажень і швидкостей значною мірою змінює тепловий режим двигуна та загалом підвищує знос його деталей. Встановлено, що швидкісний режим роботи двигуна на його загальний знос робить більший вплив, ніж режим підвищених навантажень.

При режимах, що не встановилися, можливе виникнення детонації. Детонація в бензинових двигунах виникає зазвичай при 100% навантаженні і частоті обертання колінчастого валу, близької до значень частоти при максимальному крутному моменті. При детонації різко збільшуються місцеві температури, що сприяють зношенню ЦПГ.

Під час експлуатації автомобіля постійно змінюється режим роботи двигуна.

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	16

Під режимом роботи двигуна розуміється частота обертання колінчастого валу і потужність, що розвивається ним. Потужність двигуна, яка витрачається на подолання опорів, що виникають при русі автомобіля (опір дорожнього покриття, повітря, підйому, маси вантажу, що перевозиться і т. д.), називається навантаженням.

Якщо, наприклад, двигун при частоті обертання колінчастого валу 3200 хв-1 в даних дорожніх умовах розвиває потужність 42,3 кВт, навантаження двигуна становить 42,3 кВт. Якщо максимально можлива потужність двигуна за цієї частоти обертання колінчастого валу дорівнює 84,6 кВт, то навантажувальний режим у разі відповідає 50 %. Потужність двигуна залежить від положення дросельної заслінки: у міру її відкриття потужність підвищується.

Коли автомобіль стоїть або рухається за інерцією, двигун працює на холостому ході і потужність, що розвивається, повинна покривати лише внутрішні втрати. На добрих дорогах і якщо автомобіль не повністю завантажений, двигун працює на середніх навантаженнях. При русі навантаженого автомобіля на крутих підйомах і по поганих дорогах двигун розвиває максимальну потужність. При розгоні автомобіля потужність має швидко наростати. Особливі умови роботи двигуна мають місце під час запуску холодного двигуна.

Таким чином, двигун працює на наступних режимах:

- холостого ходу;
- середніх навантажень;
- максимальні навантаження;
- розгону (прискорення);
- пуск холодного двигуна.

На кожному з перерахованих режимів потужність двигуна різна, значить, різним має бути і кількість паливної суміші, що надходить в циліндри, яка регулюється дросельною заслінкою. Однак не тільки кількість суміші, а й склад її також повинен змінюватися із зміною режиму роботи двигуна:

						Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1) пуск холодного двигуна вимагає дуже багаті суміші ($0,3 < a < 0,5$), так як паливо випаровується погано через контакт його з холодними стінками трубопроводу і циліндрів;

2) режим холостого ходу і малих навантажень вимагає багаті суміші ($0,60 < a < 0,80$), так як погіршуються умови розпилення та випаровування палива у зв'язку з малими швидкостями руху горючої суміші та збільшується вміст у робочій суміші залишкових газів через прикриття дросельної заслінки;

3) режим часткових (середніх) навантажень є основним режимом, і, оскільки двигун працює на ньому більшу частину часу, бажано, щоб суміш була за складом економічною, тобто збідненою ($1,5 < a < 1,15$);

4) режим повних (максимальних) навантажень досягається при збагаченому складі суміші ($0,85 < a < 0,90$);

5) режим прискорення (різке збільшення потужності двигуна, наприклад, при обгоні) вимагає збагачену горючу суміш і спеціальний пристрій.

Найпростіший карбюратор не відповідає вимогам до сучасних двигунів. Тому були розроблені спеціальні пристрої, що забезпечують необхідні зміни складу паливної суміші під час роботи двигуна на різних режимах:

- коригувальні пристрої основних дозуючих систем;
- пристрої для полегшення пуску двигуна;
- системи холостого ходу;
- економайзери (збагачувачі);
- прискорювальні насоси (прискорювачі).

Тривалим номінальним називають режим роботи двигуна з незмінним навантаженням, який триває скільки часу, що температура всіх його частин досягає сталого значення.

Режим роботи двигуна з найбільшою (за даних зовнішніх умов його роботи) потужністю або тягою, за якої всі головні параметри роботи двигуна, найбільш характерні для цього режиму, не виходять за рамки номінальних значень. Наприклад, номінальна потужність двигуна, номінальна тяга двигуна, номінальна кількість обертів, номінальна температура тощо. При цьому гарантується надійна робота протягом значної частини (або всього) терміну служби двигуна. У ряду

						Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

авіаційних двигунів тривалість безперервної роботи в номінальному режимі не обмежується не більше встановленого терміну служби двигуна.

У цьому останньому випадку режим роботи номінальний двигуна збігається з максимальним крейсерським режимом роботи двигуна. Номінальний режим роботи двигуна є основним розрахунковим режимом двигуна. Однак це не виключає в деяких випадках необхідності додаткових розрахунків двигуна на деяких інших режимах. Також режим може використовуватися при тривалому наборі висоти, при більш тривалому горизонтальному польоті зі швидкістю, близькою до максимальної, ніж це допускається на максимальному режимі роботи двигуна, а також в деяких інших випадках.

При пуску холодного двигуна необхідна багата горюча суміш (а від 0,3 до 0,6), так як частота обертання колінчастого валу мала, паливо випаровується погано, а частина його конденсується на холодних стінках циліндра. Це призводить до того, що у циліндри двигуна потрапляє незначна кількість пускових фракцій, що забезпечують гарантований пуск двигуна.

Робота двигуна на холостому ходу та при малих навантаженнях можлива при збагаченій суміші (а від 0,7 до 0,9). Горюча суміш надходить у циліндри двигуна і змішується зі значною кількістю залишкових газів, що відпрацювали, тому збагачення суміші покращує її займистість і сприяє стійкій роботі двигуна без навантаження.

Середні навантаження - найбільша частина роботи двигуна в процесі експлуатації, тому на цьому етапі необхідна збіднена горюча суміш (а від 1,05 до 1,1), що сприяє найкращій економічності двигуна.

Повне навантаження забезпечується подачею в циліндри двигуна збагаченої суміші (а від 0,85 до 0,9). Цей режим необхідний для розгону автомобіля, руху автомобіля з максимальною швидкістю, подолання підйомів або важких ділянок дороги.

При різкому переході на режим повного навантаження (різке відкриття дросельної заслінки) можливе збіднення паливної суміші - карбюратор повинен мати пристрій, що запобігає цьому.

						Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, у процесі роботи двигуна карбюратор повинен змінювати склад горючої суміші, залежно від режиму роботи двигуна.

При тривалому режимі вихідна потужність менша, ніж при тимчасовому або інших підвищених режимах, тому її підвищення відіграє важливу роль для обладнання, що працює тривалий час під номінальним навантаженням, наприклад, електродвигун вентилятора комп'ютера або лампа освітлення.

Показники номінального режиму роботи двигуна були розраховані за допомогою програми Blitz-pro.

Для розрахунку номінального режиму роботи двигуна було використано наступні дані:

Crank Opposite pistons Conrod free Other				Mechanism of main motion
Parameter	Data	Units	Caption	
D_{cyl}	79	mm	Cylinder bore	
S_{pist}	80	mm	Piston stroke	
i_{cyl}	4	-	Number of cylinders	
ϵ	8.5	-	Geometrical compression ratio	
μF_{leak}		mm ²	Piston&Rings equivalent leakage area	
λ_{crank}	0.294	-	Crank ratio <i>ratio between crank radius and connection rod length</i>	
k_{pist}	0.03	-	Relative eccentricity of the crank <i>ratio between piston pin eccentricity and crank radius</i>	
m_{osc}	0.665	kg	Total oscillating mass <i>check the value of the oscillating mass, referred to the piston surface [low-speed: 2500...6000, medium-speed: 1000...3000, high-speed: 200...700], kg/m²: 106.6</i>	
m_{rot}	0.219	kg	Total rotational mass <i>check the value of the rotatinal mass, referred to the piston surface [low-speed: 7000...12000, medium-speed: 1500...2500, high-speed: 300...1200], kg/m²: 35.1</i>	

Рис. 2.1. Налаштування розрахунку кінематики силового механізму.

FRICTION LOSSES SETUP			
Parameter	Data	Units	Caption
a_{fr}	35	kPa	Friction factor for static friction <i>60...90 for diesel engines</i>
b_{fr}	5	kPa/MPa	Friction factor for cylinder pressure load <i>4...6 for diesel engines</i>
c_{fr}	45	kPa/rpm	Friction factor for engine speed <i>35...55 for diesel engines</i>
INCYLINDER HEAT TRANSFER			
A	160	-	Multiplier <i>60...100 - for low-speed diesels, 90...130 - for medium-speed diesels, 100...150 - for high-speed diesels, 120...220 - for spark-ignition engines</i>
C_1	6.18	-	Factor for gas-exchange processes <i>6.18 + C_7 / C_m</i>
C'_1	2.28	-	Factor for indicated processes <i>2.28 + C_7 / C_m</i>
C_2	3.24	-	Factor for combustion process <i>3.44 for direct fuel injection, 6.22 for indirect fuel injection</i>
Heat distribution			
$a_{fr,w}$	0.8	-	Share of friction heat transferred to the cooling water (air)
$a_{fr,oil}$	0.2	-	Share of friction heat transferred to the oil
HEAT TRANSFER INTO CYLINDER WALLS			
δ_{lin}	5	mm	Cylinder liner wall average thickness
δ_{pist}	8	mm	Cylinder piston wall average thickness
δ_{head}	10	mm	Cylinder head wall average thickness
λ_{lin}	35	W/(m*K)	Cylinder liner wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron</i>
λ_{pist}	150	W/(m*K)	Piston wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron</i>
λ_{head}	140	W/(m*K)	Cylinder head wall heat conductivity coefficient <i>=140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron</i>
R_{lin}	0.3	m ² *K/kW	Cylinder liner deposits coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives R=4 m²*K/kW</i>
R_{pist}	0.3	m ² *K/kW	Piston deposits or soot coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives R=4 m²*K/kW</i>
R_{head}	0.3	m ² *K/kW	Cylinder head deposits coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives R=4 m²*K/kW</i>
α_{lin}	1.5	kW/(m ² *K)	Heat transfer coefficient from cylinder liner wall to the cooling metter

Рис 2.2. Налаштування розрахунку кінематики теплообміну.

R_{head}	0.3	$m^2 \cdot K / kW$	Cylinder head deposits coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives $R=4 m^2 \cdot K / kW$</i>
α_{lin}	1.5	$kW / (m^2 \cdot K)$	Heat transfer coefficient from cylinder liner wall to the cooling metter
☐ Piston with oil cooling			
α_{pist}	0.05	$kW / (m^2 \cdot K)$	Heat transfer coefficient from piston wall to the cooling metter
α_{head}	3	$kW / (m^2 \cdot K)$	Heat transfer coefficient from head wall to the cooling metter
$T_{w,lin}$	353	K	Temperature of the cooling metter at the cylinder liner inlet
$T_{w,pist}$	363	K	Temperature of cooling metter at the piston inlet
$T_{w,head}$	368	K	Temperature of cooling metter at the cylinder head inlet
INTAKE MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP			
☒ Intake manifold heating from exhaust			
a_{int}	0.01	-	Coefficient <i>0...0.1</i>
b_{int}	5	K	Heating from engine <i>5...50</i>
C_{int}	0.6	-	Correction factor <i>0.2...1.2</i>
EXHAUST MANIFOLD HEAT TRANSFER SETUP			
☐ Exhaust manifold with water cooling			
$\delta_{exh.wall}$	3.5	mm	Exhaust manifold wall thickness
δ_{ins}		mm	Insulation thickness
λ_{exh}	35	$W / (m \cdot K)$	Heat conductivity for exhaust manifold walls <i>= 140...170 for aluminium; = 30...55 for steel and cast iron</i>
λ_{ins}	0.5	$W / (m \cdot K)$	Insulation heat conductivity coefficient <i>= 0.015...0.035 for asbestic insulation</i>
C_{ext}	0.35	-	Correction factor for heat transfer coefficient from gases to manifolds wall <i>= 0.2...1.2</i>
$R_{wall,exh}$	2	$m^2 \cdot K / kW$	Exhaust manifold deposits and soot coating additional thermal resistance <i>0.25 mm soot layer gives $R=4 m^2 \cdot K / kW$</i>
$\alpha_{w,exh}$	0.05	$kW / (m^2 \cdot K)$	Heat transfer coefficient from exhaust manifold external wall to the cooling metter
$T_{w,exh}$	313	K	Temperature of the cooling metter for exhaust manifold

Рис. 2.3 Налаштування розрахунку теплообміну частина 2.

Valves		Ports		INTAKE	
Parameter	Data	Units	Caption		
$D_{int.v.}$	37	mm	Diameter of the valve head		
$d_{int.s.}$	33	mm	Inner seat diameter		
$d_{int.v.f.}$	33	mm	Inner seat face diameter		
$d_{int.v.sp.}$	7.985	mm	Diameter of the valve stem (spindle)		
$N_{int.v.}$	1	mm	Number of valves		
$b_{int.v.}$	2.8	mm	Seat face length		
$h_{int.v.}$	9.73	mm	Valve maximum lift <i>predicted reasonable valve lift, mm: 9.045</i>		
$\alpha_{int.v.s.}$	45	deg	Valve seat angle		
$\mu_{int.v.}$	0.716	-	Minimal value of the discharge coefficient <i>Recommended value: 0.610</i>		

Calculate		Load		INTAKE VALVE TIMING	
φ_{IVO}	12	deg	Intake valve opening before crank TDC <i>5...50 deg</i>		
φ_{IVC}	46	deg	Intake valve closing after crank BDC <i>15...70 deg</i>		
$\varphi_{i.o.t.}$	80	deg	Duration of the intake valve opening <i>60...110 deg</i>		
$\varphi_{i.c.t.}$	80	deg	Duration of the intake valve closing <i>60...110 deg</i>		

Valves		Ports		EXHAUST	
Parameter	Data	Units	Caption		
$D_{exh.v.}$	31.5	mm	Diameter of the valve head		
$d_{exh.s.}$	27.6	mm	Inner seat diameter		
$d_{exh.v.f.}$	27.6	mm	Inner seat face diameter		
$d_{exh.v.sp.}$	8	mm	Diameter of the valve stem (spindle)		
$N_{exh.v.}$	1	mm	Number of valves		
$b_{exh.v.}$	3	mm	Seat face length		
$h_{exh.v.}$	9.5	mm	Valve maximum lift <i>predicted reasonable valve lift, mm: 7.522</i>		
$\alpha_{exh.v.s.}$	45	deg	Valve seat angle		
$\mu_{exh.v.}$	0.76	-	Minimal value of the discharge coefficient <i>Recommended value: 0.579</i>		

Рис 2.4 Налаштування розрахунку клапанів.

Calculate		Load		EXHAUST VALVE TIMING	
φ_{EVO}	45	deg	Exhaust valve opening before crank BDC <i>40...95 deg</i>		
φ_{EVC}	10	deg	Exhaust valve closing after crank TDC <i>15...70 deg</i>		
$\varphi_{e.o.t.}$	80	deg	Duration of the exhaust valve opening <i>60...110 deg</i>		
$\varphi_{e.c.t.}$	80	deg	Duration of the exhaust valve closing <i>60...110 deg</i>		

Рис 2.5 Налаштування розрахунку клапанів частина 2.

Carburator		Port injection		Direct injection		SPARK & COMBUSTION TIMING	
Parameter	Data	Units	Caption				
☐ Use control maps to set combustion dynamically (see "General settings" @ Transient datasheet)							
$\varphi_{comb.start}$	30	deg	Spark timing before crank TDC				
$\varphi_{comb.dur}$	55	deg	Duration of the combustion				
$\delta_{q.liq}$	10	%	Share of fuel trapped into the cylinder at the liquid phase				
Petrol		FUEL PROPERTIES					
Parameter	Data	Units	Caption				
Q_l	44300	kJ/kg	Net calorific value of fuel				
E_a	21500	kJ/kmol	Activation energy of the fuel <i>21500...25000</i>				
ON	92	-	Octane number <i>0...120</i>				
CN		-	Cetane number <i>0...100</i>				
Mass composition of the fuel							
g_C	0.855	-	The carbon mass share in the fuel				
g_H	0.145	-	The hydrogen mass share in the fuel				
g_O		-	The oxygen mass share in the fuel				
g_S		-	The sulfur mass share in the fuel				
Physical parameters of the fuel							
ρ_{fuel}	760	kg/m ³	Fuel density <i>at the temperature of 20 °C, then is corrected by: $\rho_{fuel.inj} = \rho_{fuel} - 0.7 (t_{fuel} - 20)$</i>				
μ_{fuel}	0.0006	Pa*s	Dynamic viscosity of the fuel <i>at the temperature of injection</i>				
σ_{fuel}	0.0289	N/m	The surface tension of fuel <i>at the temperature of injection</i>				
$\mu_{mass.fuel}$	112.88	kg/kmol	The molar mass of fuel				
t_{fuel}	55	°C	Fuel temperature at injector nozzle				
Razlejtzev		Wiebe		FACTORS FOR HEAT RELEASE EQUATIONS			EQUATIONS
Parameter	Data	Units	Caption				
m	4	-	Factor to modify heat release diagrams <i>3...9 for SI Engines; -1...1 for CI Engines</i>				
x_z	0.97	-	Total burned fraction <i>0.95...0.99</i>				

Рис. 2.6 Налаштування розрахунку пального

2.2. Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики двигуна 4Ч7.9/86

Метою даного підрозділу є визначення основних параметрів двигуна на основному робочому діапазоні, що забезпечують ефективність його використання і задовольняють експлуатаційним вимогам.

Використовуючи теоретичний матеріал і вихідні дані, такі як прототип двигуна і основні характеристики, виконати розрахунок і побудувати графіки залежностей основних показників двигуна від його навантаження.

Для виконання завдання було виконано розрахунок робочого циклу двигуна на різних режимах в основному робочому діапазоні. Розрахунок виконувався спираючись на існуючі характеристики даного двигуна і його швидкісні характеристики.

В результаті з отриманими даними треба побудувати зовнішню швидкісну характеристику.

Швидкісною характеристикою двигуна називають графічну залежність ефективної потужності, крутного моменту, питомої витрати палива та інших показників від частоти обертання колінчастого вала.

Графічну залежність отримують за результатами випробування двигуна при різних числах оборотів, причому одночасно із вимірами моменту, що крутить, визначають годинну витрату палива. Розділивши годинну витрату палива на величину ефективної потужності, підраховують питому витрату палива g_e , тобто витрата в грамах на 1 л. с. потужності за годину.

Для аналізу експлуатаційних властивостей автомобільної техніки широко застосовуються швидкісні характеристики двигунів, в першу чергу залежності потужності двигуна та його крутного моменту від частоти обертання колінчастого вала при незмінному положенні органу регулювання подачею пального. Швидкісна характеристика, визначена при повністю відкритій дросельній заслінці (максимальній подачі палива) називається зовнішньою. Даних про максимальне значення потужності та крутного моменту, які наводяться в технічних описах зразків автомобільної техніки, зазвичай недостатньо для проведення тягових

						Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розрахунків автомобілів та оцінки їх споживчих якостей. В той-же час повноцінні швидкісні характеристики двигунів в технічній документації приводяться не завжди. Тому питання розрахунку та аналізу потрібних характеристик автомобільних двигунів є актуальним для використання як в освітньому процесі, так і в практиці експлуатації транспортних засобів для оцінки їх експлуатаційних властивостей, порівняння різних марок машин, організації їх раціонального використання за призначенням з повним використанням закладеного в конструкцію потенціалу.

Швидкісні характеристики двигунів визначаються експериментально або розрахунковим методом. Для отримання залежності крутного моменту та потужності двигуна від частоти обертання колінчастого валу експериментальним шляхом необхідні відповідні ресурси – стенди, двигуни, витратні матеріали, тощо. У випадку відсутності таких ресурсів, а також при виконанні проектувальних розрахунків доцільно використовувати розрахункові методи. У той же час існуючі способи обрахунку не завжди забезпечують потрібну точність результатів. З метою забезпечення більшої достовірності розрахункових даних доцільно проаналізувати наявні в доступних інформаційних джерелах експериментальні дані та уточнити процедури розрахунку швидкісних характеристик сучасних автомобільних двигунів

Максимальна потужність двигуна N_{max} була знайдена заздалегідь. Задаючи декілька довільних значень частоти обертання n , можна розрахувати значення ефективної потужності двигуна при цих різних значеннях частоти обертання, тобто отримати кілька точок характеристики. Рекомендується при розрахунку і побудові зовнішньої швидкісної характеристики вибирати значення частоти обертання колінчастого вала двигуна не менше ніж в восьми точках.

Швидкісною характеристикою називається залежність ефективної потужності N_e , ефективного крутного моменту M_k , годинної G_t і питомої ефективної g_e витрат палива та інших показників двигуна від частоти обертання колінчастого валу.

						Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Швидкісна характеристика, знята при положенні органа керування подачею палива, відповідному максимальній подачі палива в двигун, називається зовнішньою швидкісною характеристикою, а при його проміжному положенні – частковою.

В умовах експлуатації двигун працюватиме за зовнішньою швидкісною характеристикою тоді, коли автомобіль рухається на прямій передачі по дорозі із змінним опором і орган керування подачею палива буде встановлений на максимальну подачу.

Швидкісна характеристика служить для оцінки енергетичних і економічних показників двигуна, а також для визначення мінімальної стійкої частоти обертання під навантаженням, частоти обертання при максимальній потужності і максимальному крутному моменті, мінімальної питомої витрати палива.

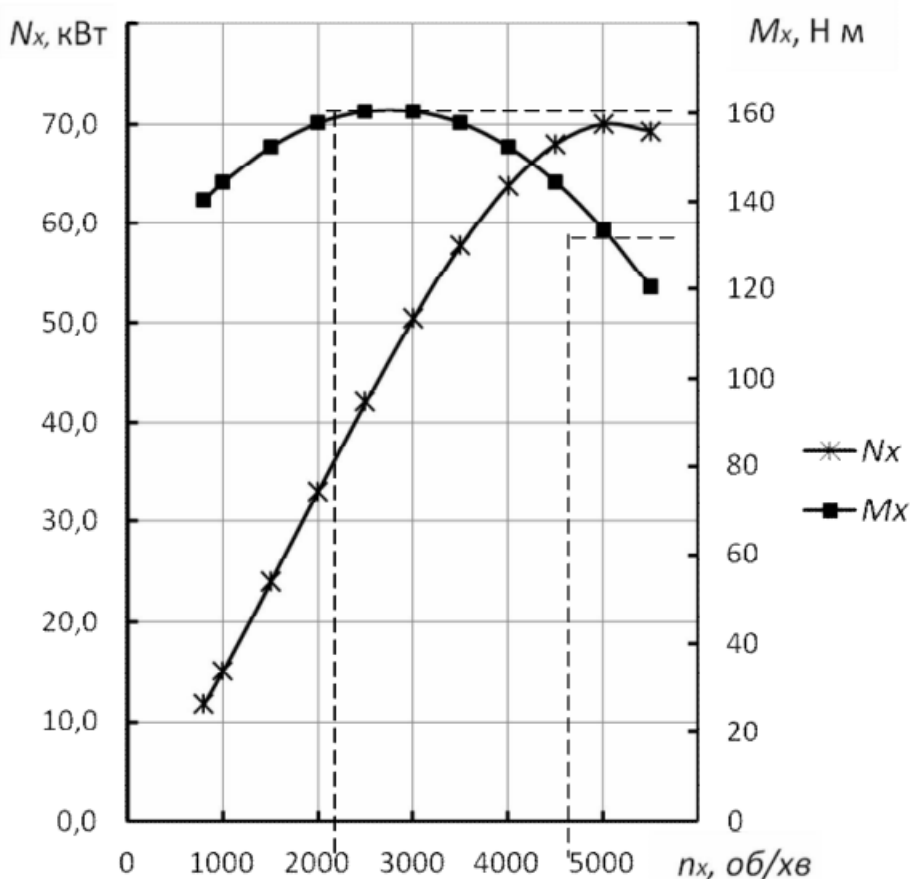


Рис. 2.7 – Зовнішня швидкісна характеристика карбюраторного двигуна

Характерними для зовнішньої швидкісної характеристики являються наступні режими:

n_{min} – при якому двигун стійко працює на малих обертах холостого ходу;

n_M – відповідний максимальному крутному моменту;

η_{min} – при якому питома ефективна витрата палива найменша;

n_H – відповідний номінальній ефективній потужності;

n_{max} – холостий хід при роботі двигуна з регулятором.

Аналіз швидкісних характеристик дозволяє:

1. Визначити абсолютні значення потужнісних і економічних показників даного двигуна.

2. Розрахувати питомі показники даного двигуна і співставити їх з питомими показниками інших двигунів.

3. Виявити причини особливостей в характері зміни основних параметрів двигуна в залежності від числа обертів.

4. Оцінити даний двигун у відношенні його прийомистості, швидкохідності і економічності.

При аналізі характеристик необхідно мати на увазі, що найбільш типовими є наступні відхилення швидкісних характеристик:

а) відхилення максимальної потужності порівняно з максимальною потужністю, вказаною заводом – виготовлювачем;

б) відхилення значень потужності і крутного моменту на всьому діапазоні робочих чисел обертів у порівнянні із вказаними заводом – виготовлювачем.

При аналізі швидкісних характеристик повинні бути виявлені наступні характерні параметри:

n_N – число обертів, при якому двигун розвиває найбільшу ефективну потужність;

n_M – число обертів, при якому двигун розвиває найбільший крутний момент.

Крутний момент M_N , відповідний числу обертів n_N , менший внаслідок чого із збільшенням навантаження двигуна і зменшенням числа обертів крутний момент дещо збільшується. При цьому двигун автоматично пристосовується до

						Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

деякого збільшення навантаження без використання коробки передач, що полегшує роботу водія.

Розрахунки проводились на одинадцяти режимах роботи двигуна 4Ч 7,9/8 потужністю $N_e = 57.1$ кВт при $n=5400$ об/хв⁻¹. Двигун є бензиновим, рядним чотирициліндровим, з ходом поршня $S_{pist}=80$ мм і діаметром циліндру $D_{cyl}=79$ мм; ступінь стиснення дорівнює $\epsilon=8.5$. Крутний момент становить 101 Нм при $n=5400$ об/хв⁻¹.

Всі розрахунки проводились послідовно на одинадцяти режимах роботи двигуна, від 5400 об/хв⁻¹ до 800 об/хв⁻¹. Перший режим роботи було розраховано спираючись на існуючі дані і зовнішні швидкісні характеристики двигуна. На кожному режимі корегувались параметри тривалості і початку впорску.

Розрахунок усіх режимів проводився за допомогою метода Рунге-Кутта з найбільшою точністю і отриманими параметрами якомога ближче до справжнього прототипу.

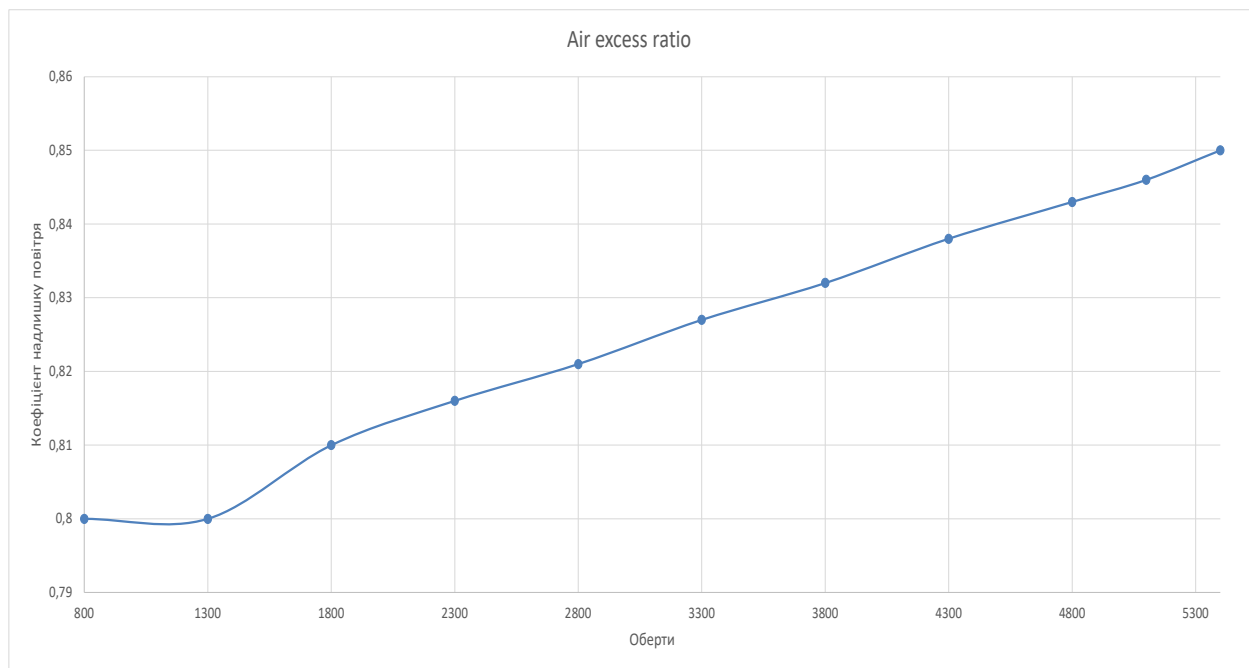


Рис. 2.8 – Залежність коефіцієнту надлишку повітря відносно частоти обертання двигуна 4Ч7.9/86

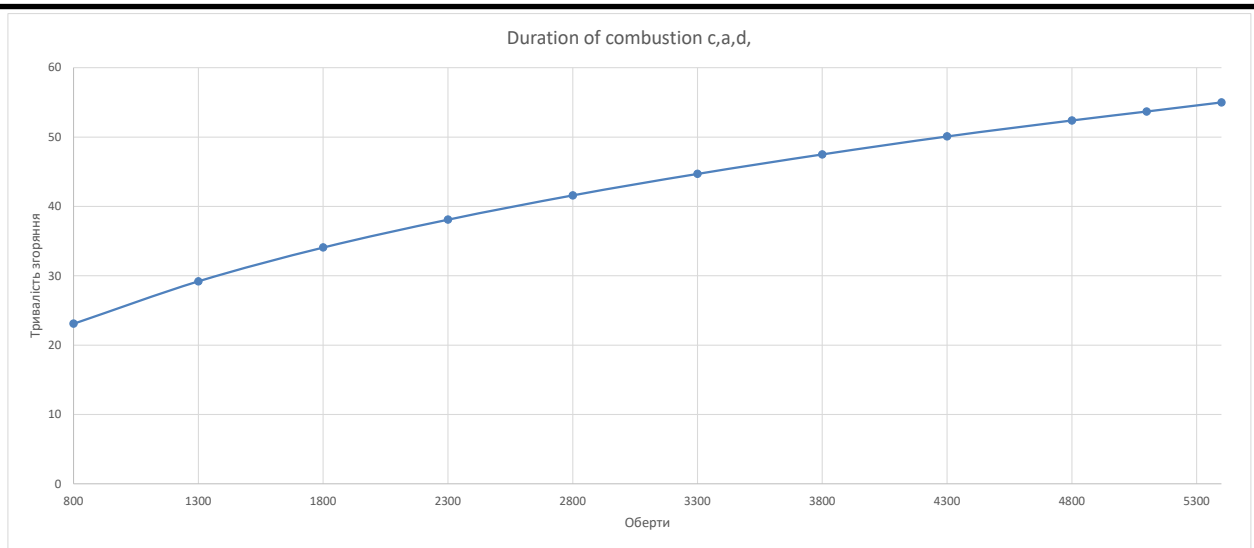


Рис. 2.9 – Залежність тривалості згорання від частоти обертів.

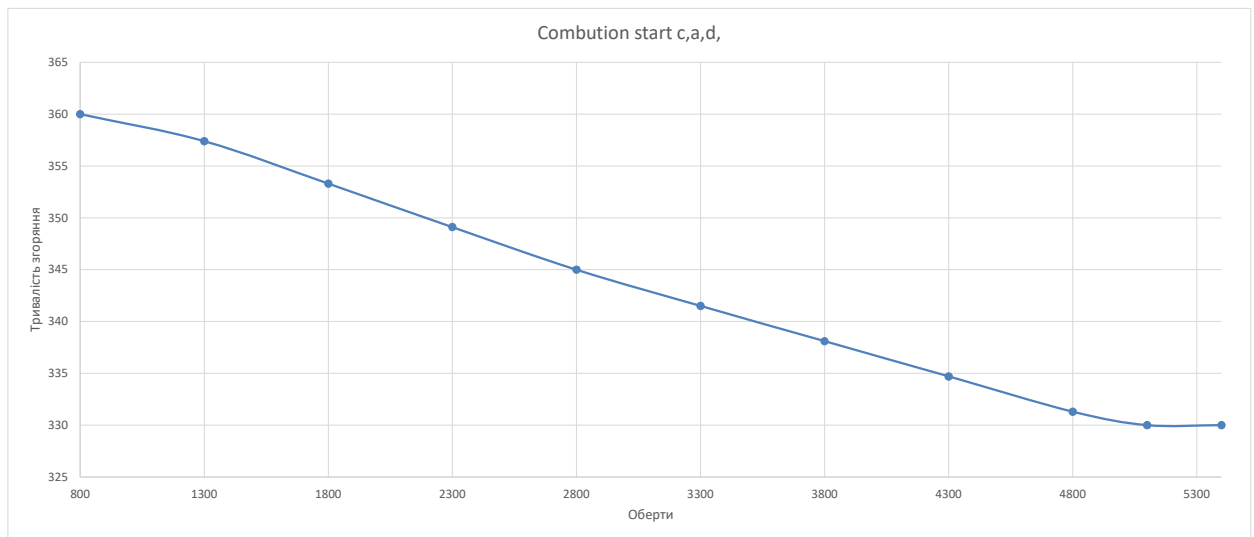


Рис. 2.10 – Залежність початку згорання від частоти обертів.

Отримані результати задовольняють поставленим цілям. Отримано зовнішню швидкісну характеристику двигуна наближену до представленої виробником.

Нижче приведені залежності основних показників двигуна від режиму роботи.

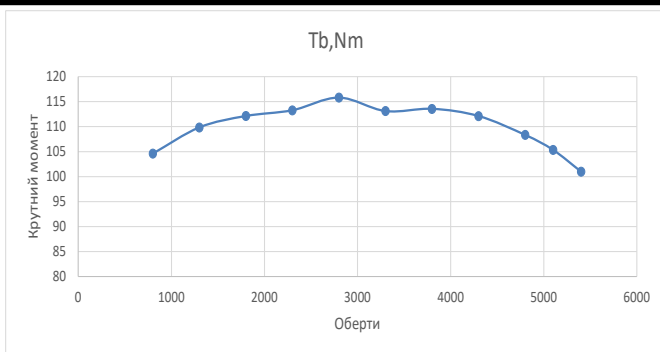


Рис. 2.11 – Потужність двигуна

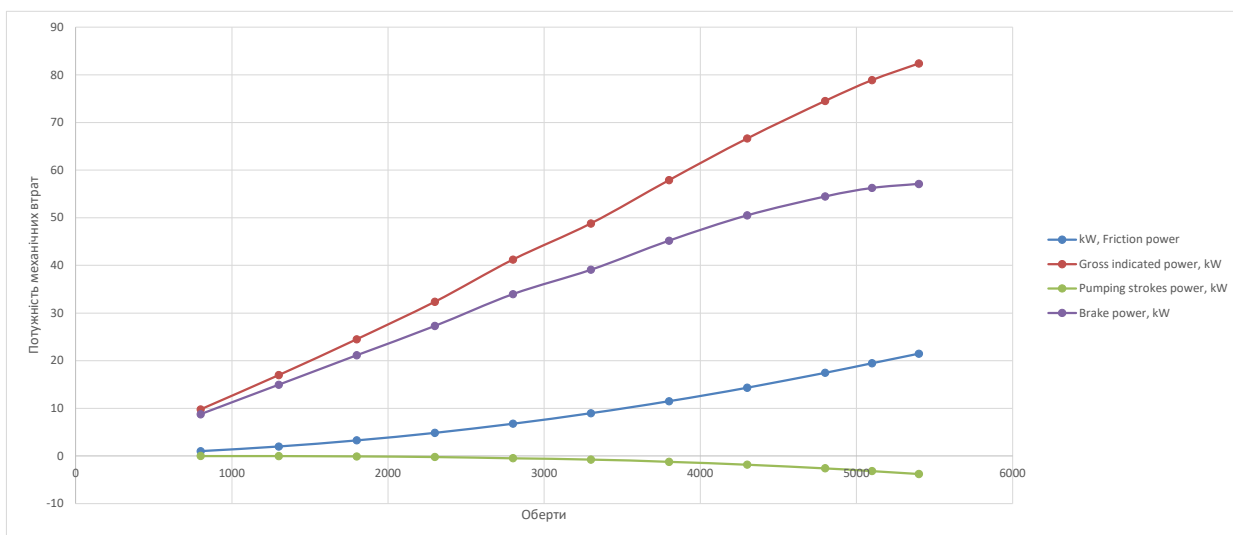


Рис. 2.12 – Потужність механічних втрат

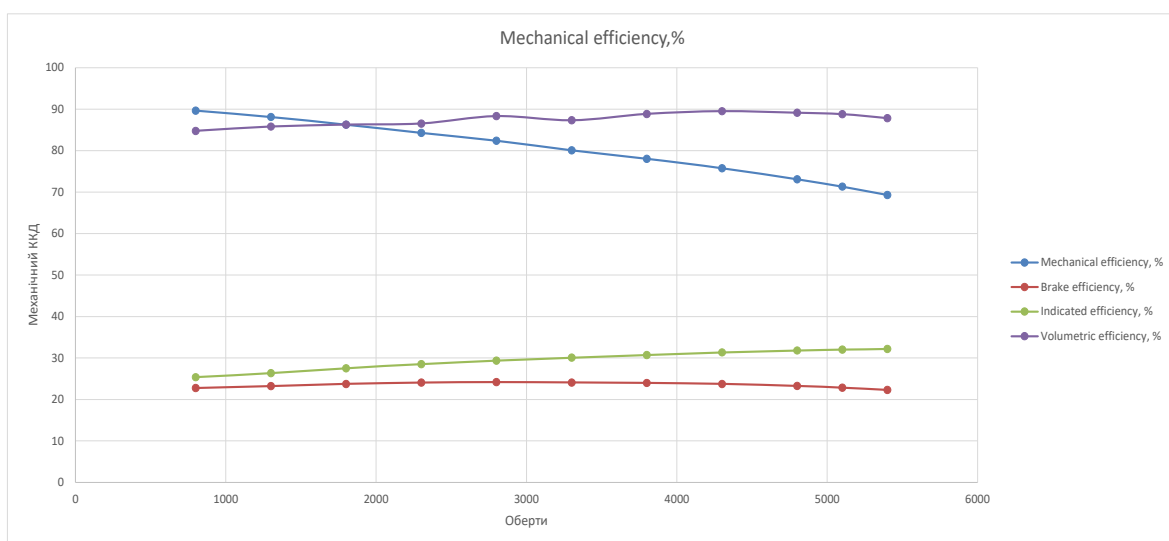


Рис. 2.13 – Коефіцієнт корисної дії

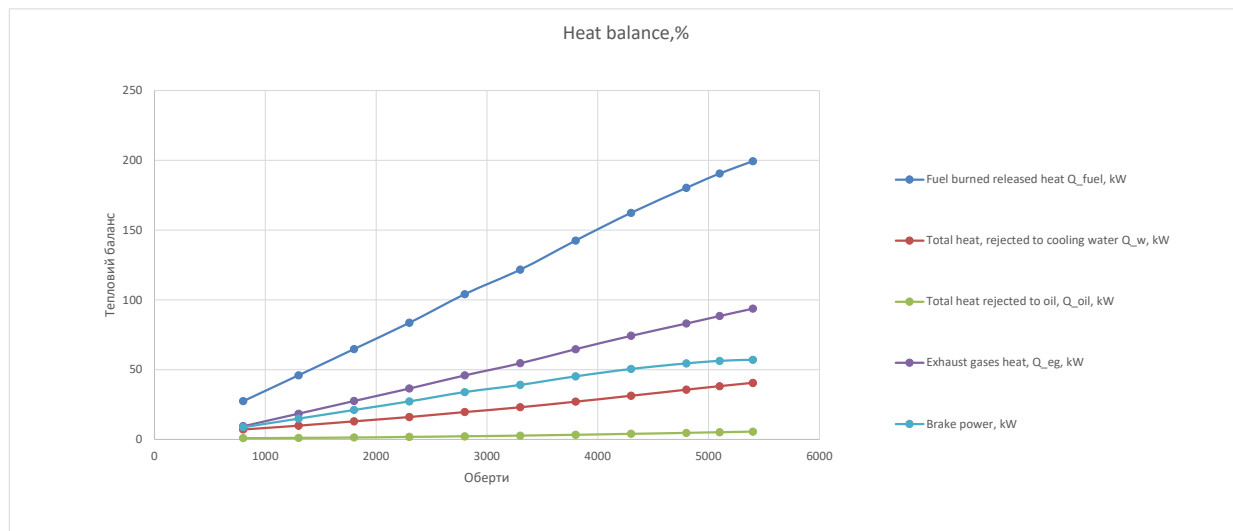


Рис. 2.14 – Тепловий баланс двигуна 4Ч7.9/86.

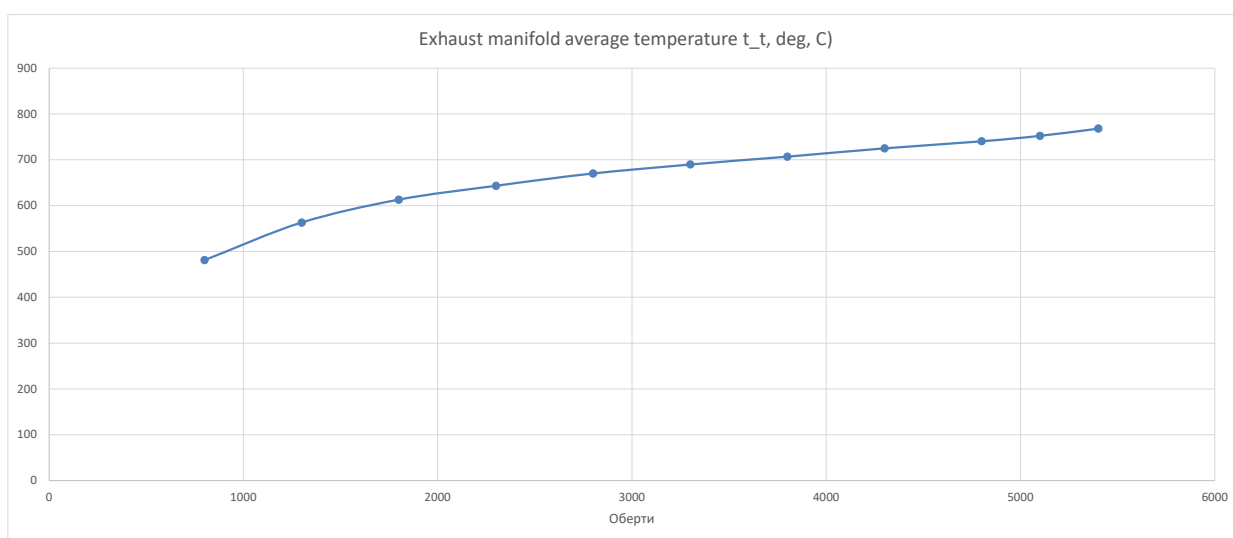


Рис. 2.15 – Середня температура випускного колектора

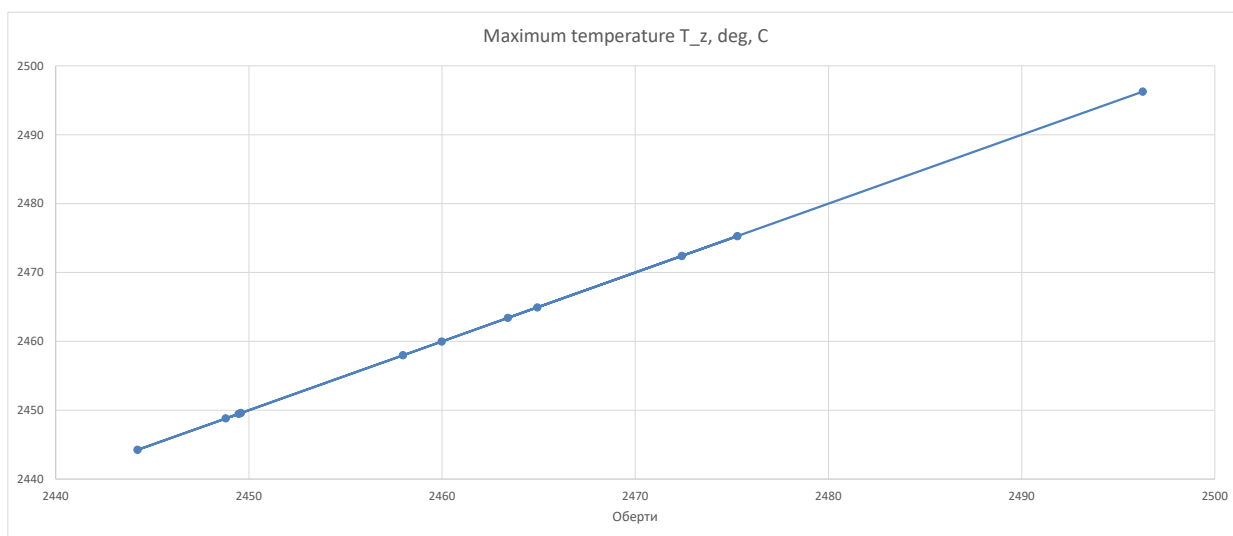


Рис. 2.16 – Максимальна температура

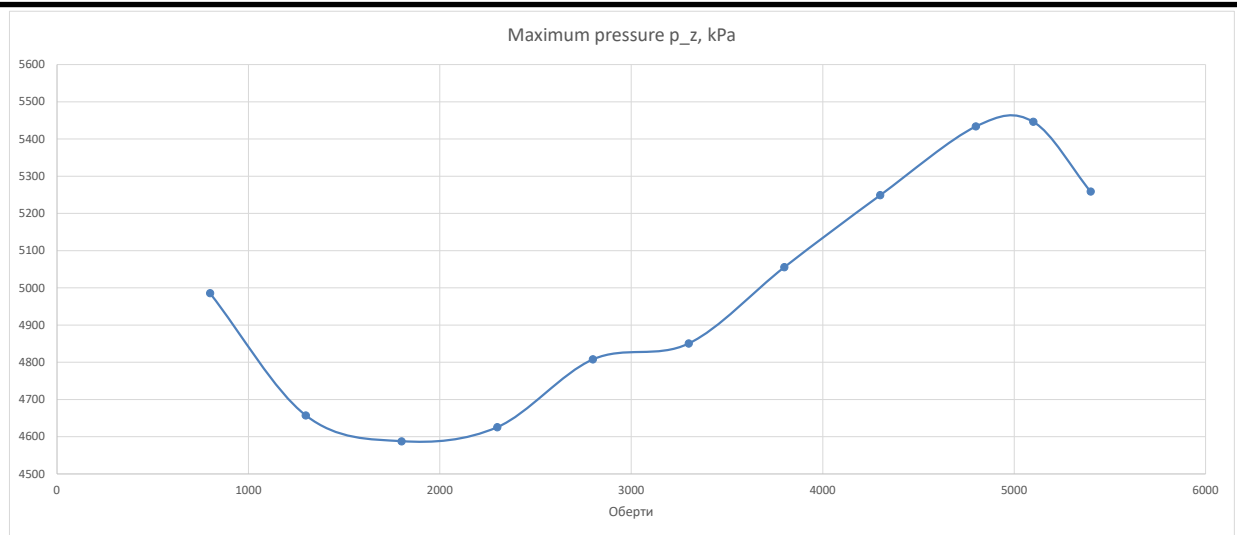


Рис. 2.17 – Максимальний тиск

Здійснено детальний аналіз технічних характеристик двигуна 4Ч7.9/86.3 використанням технічних документацій і матеріалів від виробника.

Виконано розрахунок на десяти режимах роботи від 800 до 5400 об/хв за методикою Рунге-Кутта у комплексі Blitz-PRO з отриманням паспортних значень щодо потужності двигуна і крутного моменту.

В результаті розрахунків отримані результати на всіх режимах задовольняють очікування.

3. ВИБІР ДОЦІЛЬНОГО РІВНЯ ТИСКУ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ

3.1. Принцип дії турбокомпресору. Розрахунок рівню його тиску.

Метою даного розділу є визначення основних параметрів двигуна на основному робочому діапазоні, при встановленні турбонаддуву.

Для підвищення ККД двигуна використовують системи наддуву. Вони бувають різної конструкції – механічні нагнітачі повітря і турбонаддув. Всі вони використовують енергію потоку відпрацьованих газів. Зараз найчастіше використовують турбокомпресори.

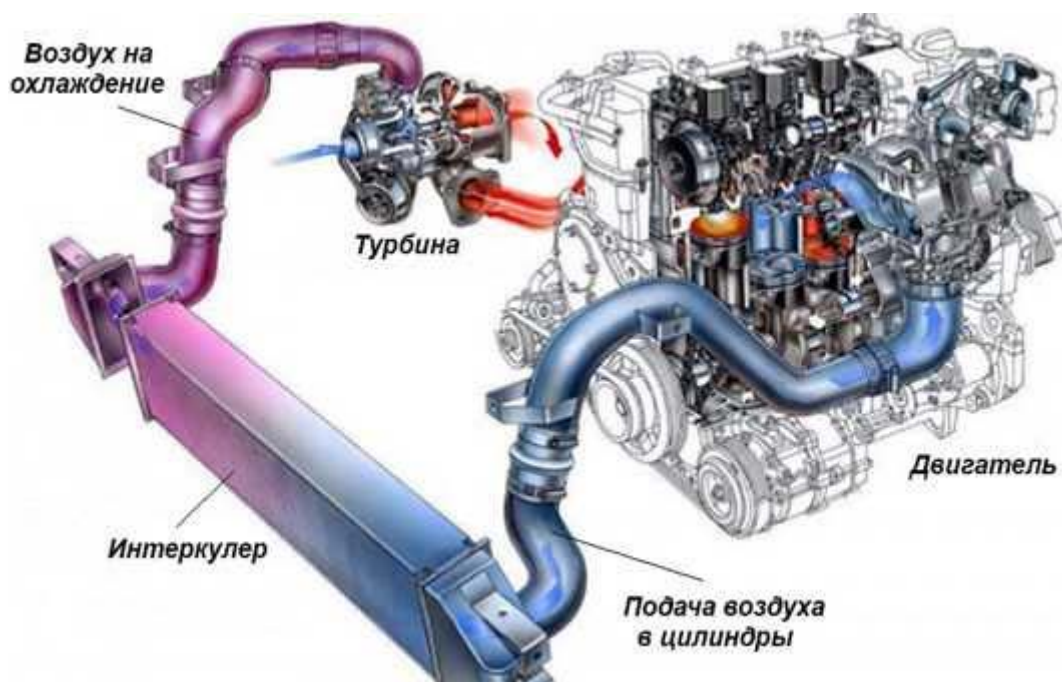


Рис 3.1. Принцип дії турбокомпресору

Турбонаддувні системи дозволяють подати в циліндри двигуна більшу кількість повітря за рахунок його стиснення. Це в свою чергу збільшує потужність двигуна без збільшення споживання палива та збільшення об'єму двигуна. У різних виробників турбонаддувні системи відрізняються, але є загальні для всіх конструкцій компоненти:

1. повітрязабірник;
2. заслінка дроселя;
3. турбокомпресор;
4. інтеркулер;
5. перепускні клапани.

На роторному валі закріплені турбінне і компресорне колесо. Кожне з них має власні підшипники і укладене в окремий корпус. Відпрацьовані гази потрапляють спочатку в корпус турбіни, а потім в крильчатку турбінного колеса. Енергія газів розкручує колесо і приводний вал. Крильчаткою компресора повітря спрямовується в аналогічну турбіну (равлика) і стискається. Потім подається у впускний колектор. Температури тут до 1000 градусів Цельсія, тому корпус і ротор турбіни з крильчаткою виконують з жароміцних сплавів або керамічних композитів.

Перед подачею повітря в циліндри повітря проходить інтеркулер, який відбирає надлишкове тепло. Інтеркулер – це повітряний або рідинний радіатор, який не тільки знижує температуру, але і зменшує щільність газу. Стиснене повітря, потрапляючи в циліндри двигуна, збагачує суміш киснем. Таким чином збільшується ефективність роботи мотора.

Щоб збільшити ефективність наддуву застосовують перепускні клапани. Wastegate – клапан для випуску зайвих відпрацьованих газів і підтримки оптимального тиску наддуву. Байпасний клапан в тракті високого тиску впускного колектора направляє частину потоку газу назад на вхід компресора. Це необхідно, щоб зменшити побічний ефект турбіни – турбояму (уповільнений набір оборотів на початку розгону автомобіля).

З турбоямами можна боротися й іншими способами. Наприклад, застосовати низькоінерційні турбіни, турбіни із змінною геометрією, встановлюють послідовно дві турбіни. Також застосовують комбінований наддув. Принцип аналогічний послідовності двох турбін, але замість менші турбіни використовують механічний компресор.

3.2. Розрахунок зовнішньої швидкісної характеристики

Використовуючи теоретичний матеріал і вихідні дані, такі як прототип двигуна 4Ч7.9/86 і турбонаддув фірми Garret.

Виконати розрахунок і побудувати графіки залежностей основних показників двигуна від його навантаження.

						Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для виконання завдання було виконано розрахунок робочого циклу двигуна на різних режимах в основному робочому діапазоні з встановленим турбокомпресором. Розрахунок виконувався спираючись на характеристики даного двигуна і його швидкісні характеристики.

В результаті з отриманими даними треба побудувати зовнішню швидкісну характеристику для двигуна з турбокомпресором.

Виконано розрахунок на десяти режимах роботи від 800 до 5400 об/хв за методикою Рунге-Кутта у комплексі Blitz-PRO з отриманням паспортних значень щодо потужності двигуна і крутного моменту.

Також у розрахунках використовувалася система обмежень. В конструкцію двигуна не можна вносити зміни.

Рівень тиску наддуву був вибраний виходячи з того, щоб не змінювати конструкцію автомобіля, але отримати додаткову потужність. Задля того, щоб увійти в потрібні рамки, був підібраний режим максимальної роботи двигуна. За рахунок більш пізнього запалювання та зміні степені стиснення. Це дає змогу отримати й утримати додаткову потужність.

Для розрахунку були вибрані наступні показники турбокомпресору:

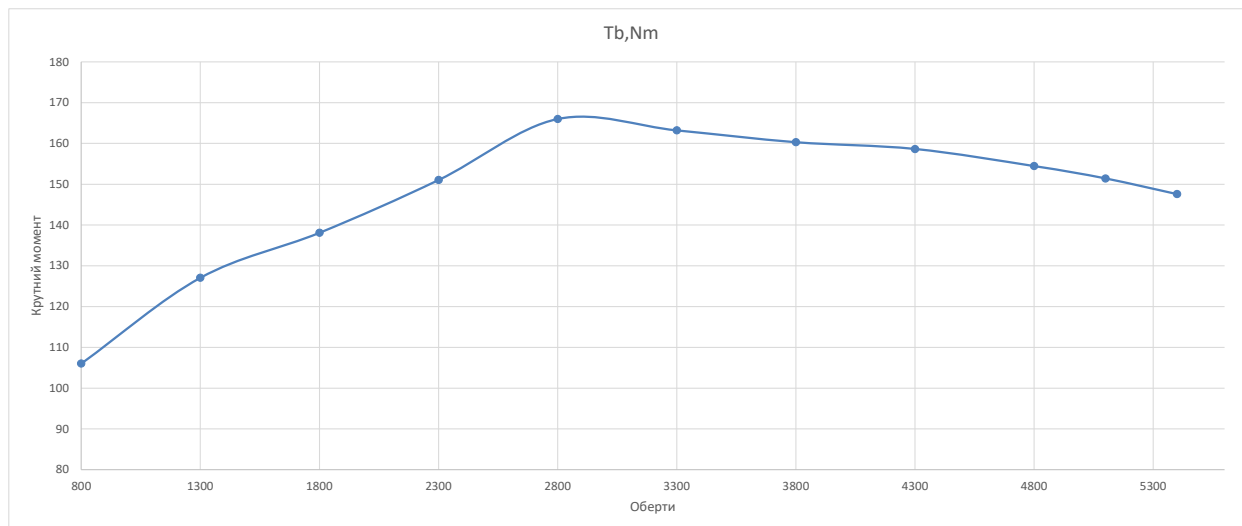
Parameter	Data	Units	Caption
Π_k	1.4	-	Pressure increase ratio for fresh charge
$d_{comp.volute}$	60	mm	Compressor volute exit diameter
Δp_{CAC}	1	kPa	Pressure losses at air cooler
$T_{w1,CAC}$	293	K	Coolant temperature at air cooler inlet
η_{CAC}	0.75	-	Efficiency of air cooler
f_{WG}	187	mm ²	Waste-gate flow area

Рис. 3.2 Показники турбокомпресору

Parameter	Data	Units	Caption
α	0.85	-	Air excess ratio
n_{crank}	5400	rpm	Crankshaft speed
χ_{thr}	1	-	Throttle pressure drop
Π_k	1.4	-	1 stage pressure increase ratio
$\Phi_{comb.start}$	15	deg	Spark timing
$\Phi_{comb.dur}$	55	deg	Duration of the combustion
$\delta_{q.liq}$	10	%	Share of fuel trapped into the cylinder at the liquid phase

Рис 3.3 Налаштування двигуна

Для кожного режиму підбирається пропускна здатність турбіни.



Рис

Рис. 3.4. Потужність двигуна з встановленою турбіною.

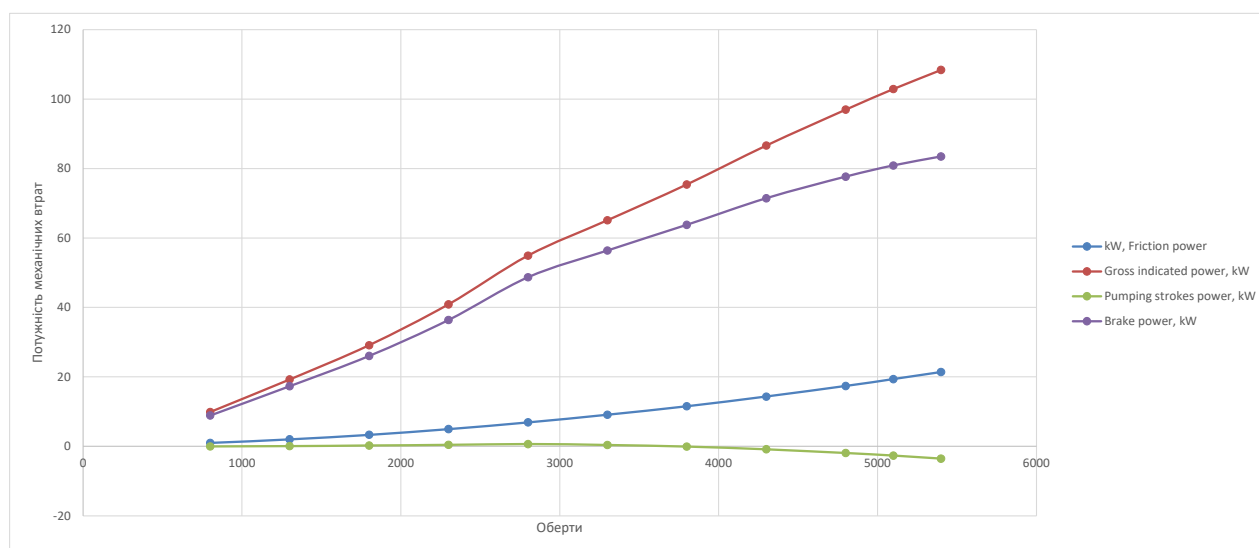


Рис. 3.5. Потужність механічних втрат

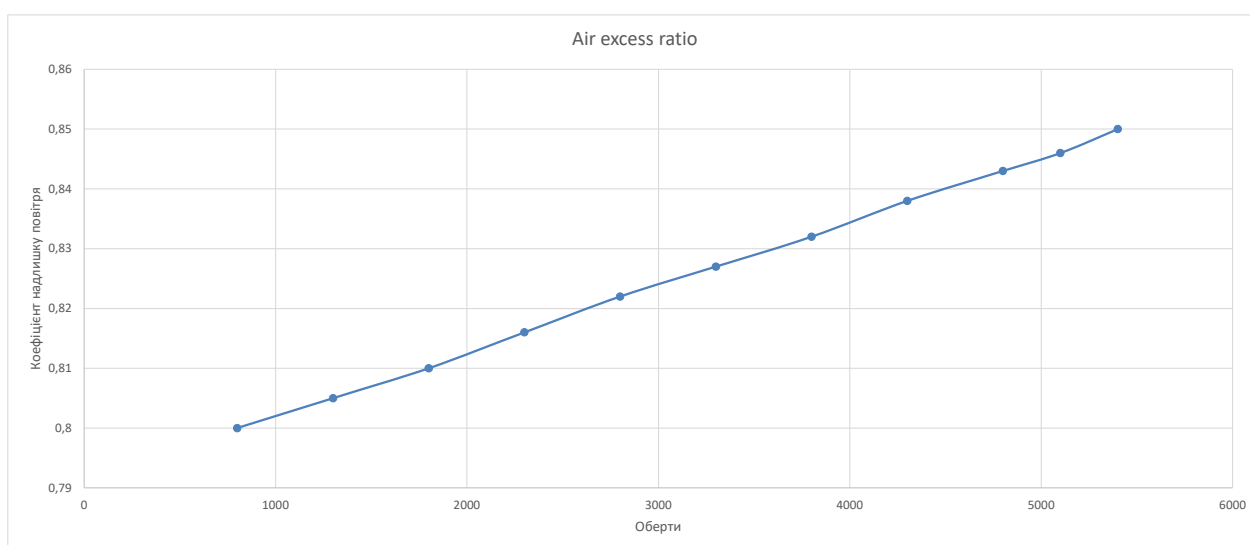


Рис. 3.6. Коефіцієнт надлишку повітря

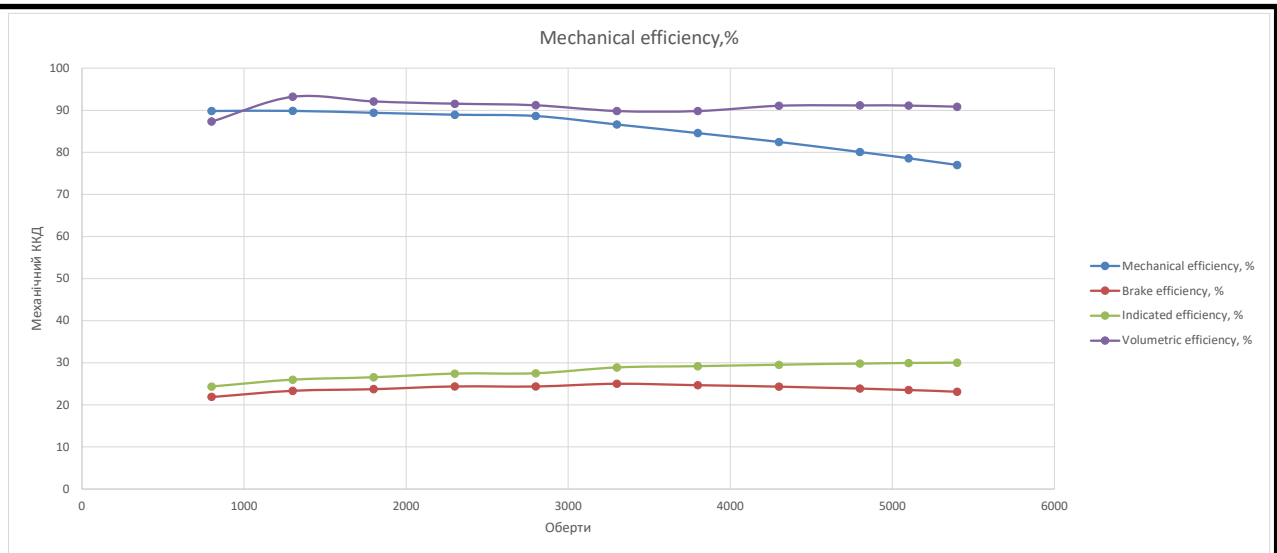


Рис. 3.7 Механічний ККД двигуна з турбокомпресором

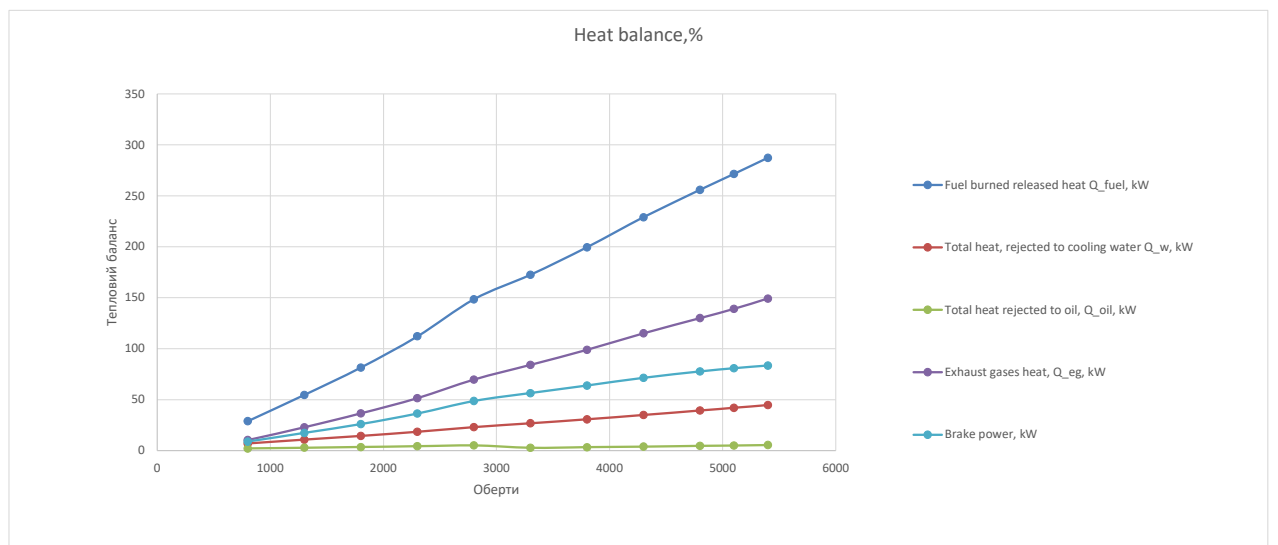


Рис. 3.8 Тепловий баланс двигуна

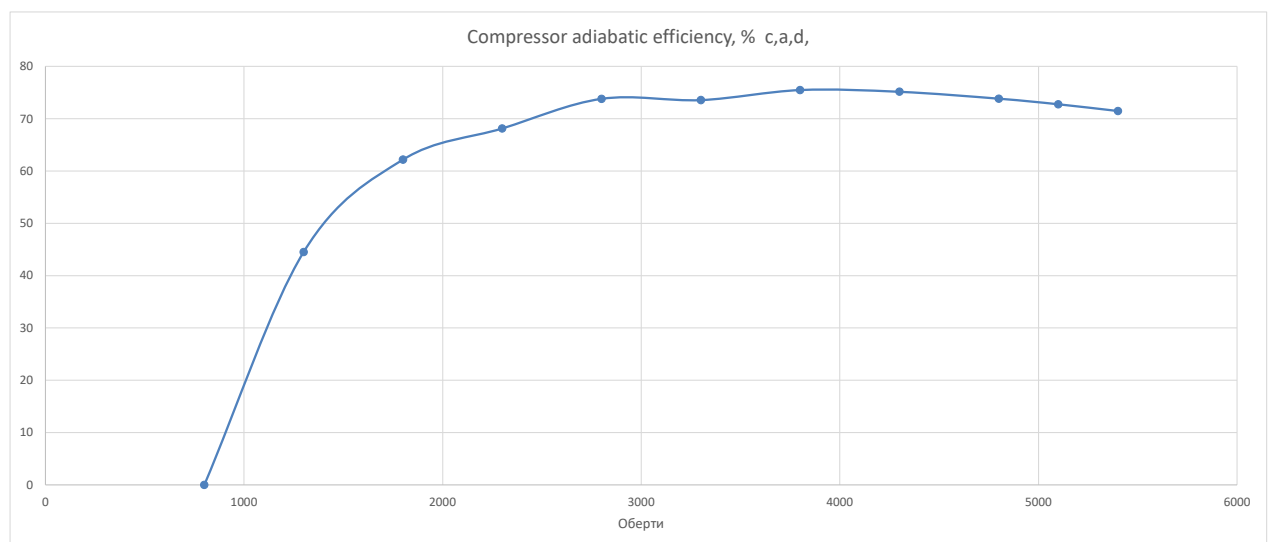


Рис. 3.9 Адіабатичний ККД компресора

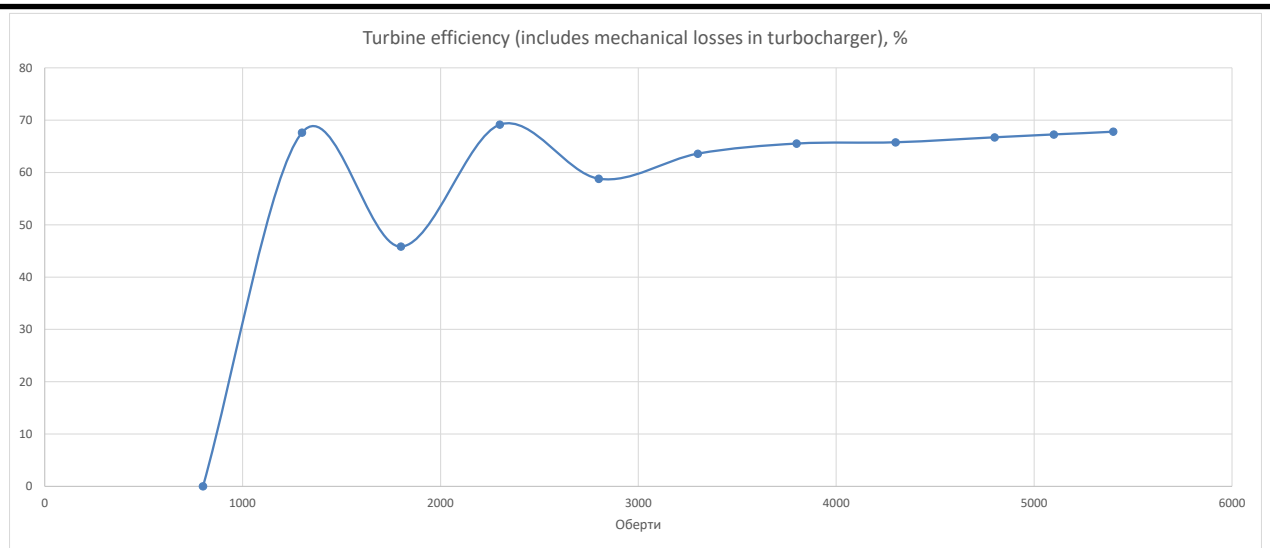


Рис. 3.10 ККД турбіни (включаючи механічні втрати в турбокомпресорі)

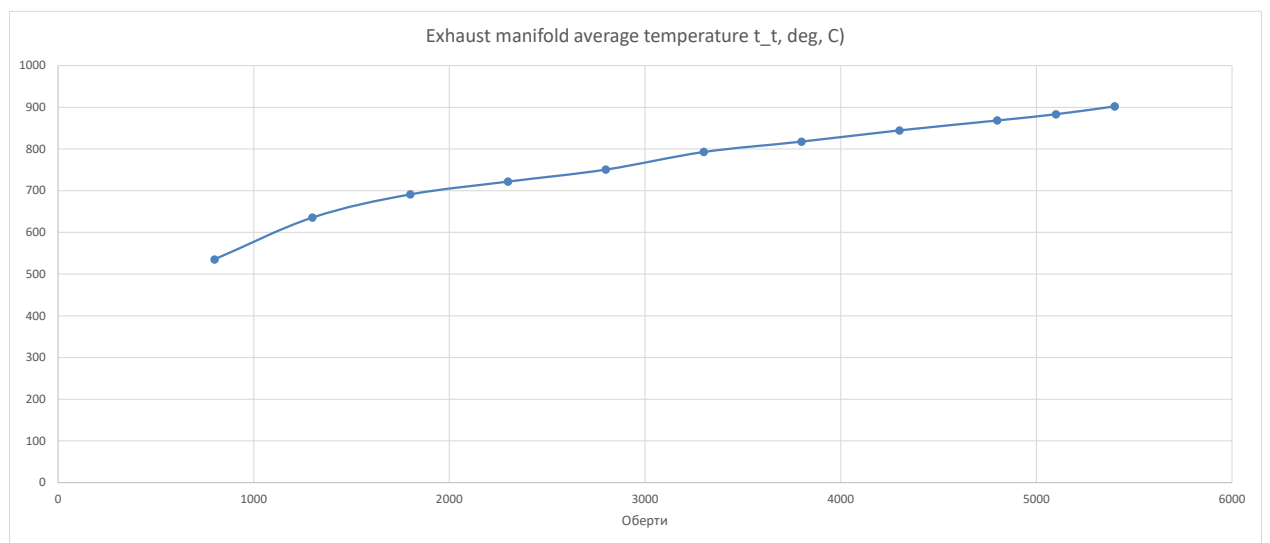


Рис. 3.11 Середня температура випускного колектора

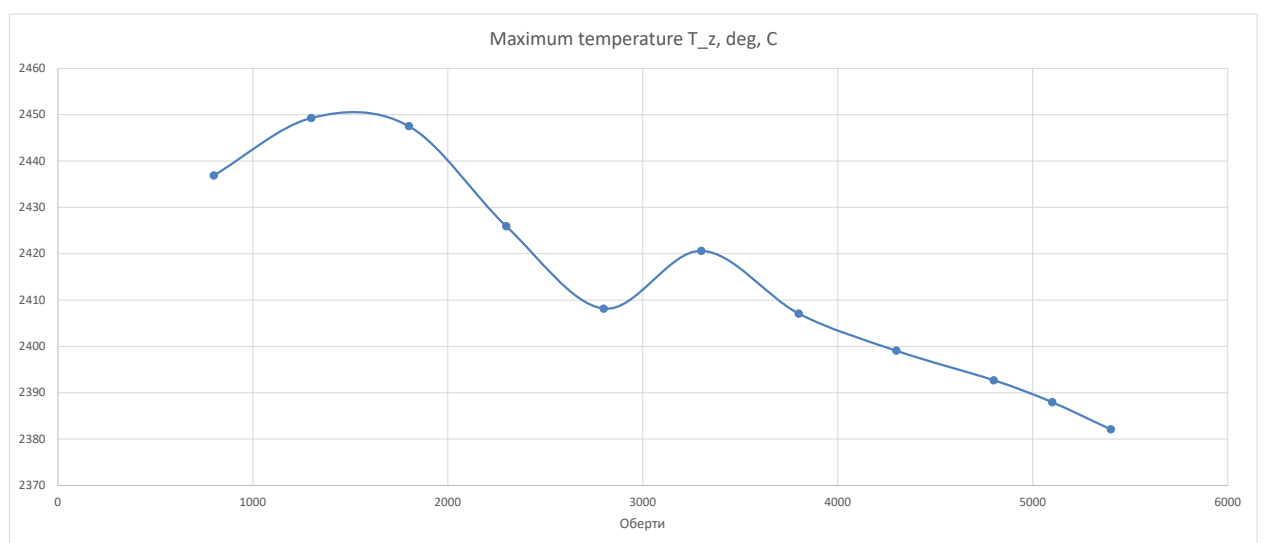


Рис. 3.12 Максимальна температура

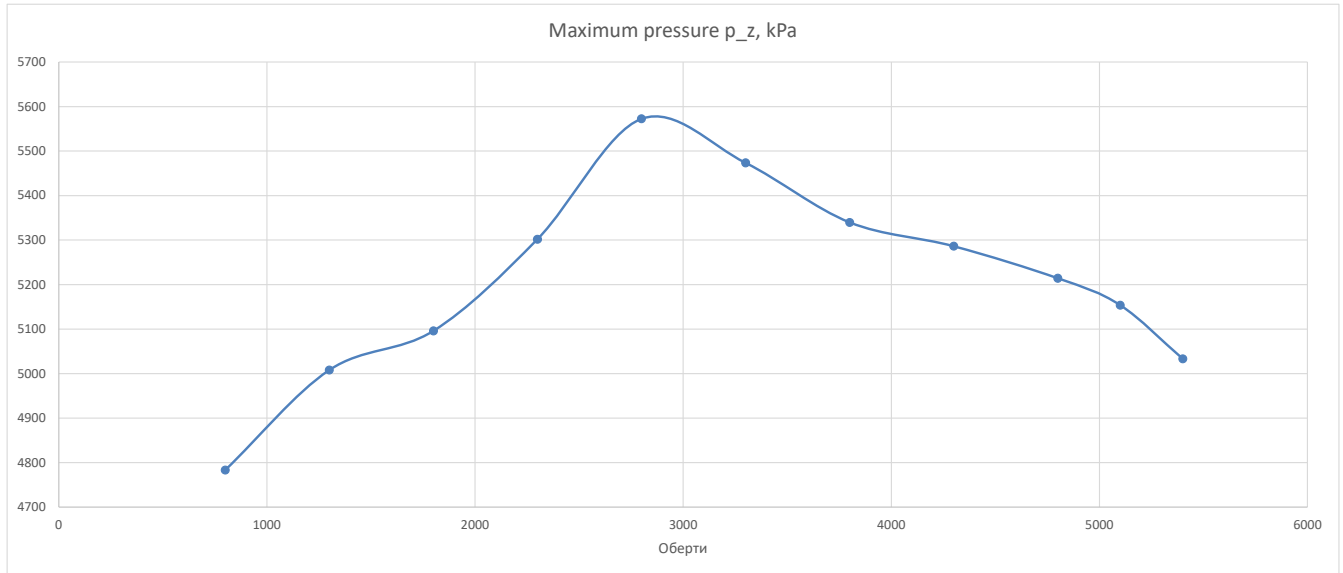


Рис. 3.13 Максимальний тиск

Виконано розрахунок на десяти режимах роботи від 800 до 5400 об/хв за методикою Рунге-Кутта у комплексі Blitz-PRO з отриманням паспортних значень щодо потужності двигуна і крутного моменту.

В результаті розрахунків отримані результати на всіх режимах задовольняють очікування.

Згідно проведених розрахунків – потужність двигуна зросла й при цьому у двигуні не було внесено конструктивних змін.

4. РОЗРАХУНОК ПОРІВНЯЛЬНОЇ ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ

4.1. Характеристики атмосферного двигуна та двигуна з турбонаддувом

Метою даного розділу є порівняння основних параметрів атмосферного та турбованого двигуна на основному робочому діапазоні.

Завдяки отриманим результатам можна більш наглядно побачити різницю у ефективності між стандартним двигуном і модифікованою версією.

Крутний момент двигуна з встановленим турбонаддувом на частоті обертів 5400 обертів/хв складає 147 Nm, коли у атмосферного лише 100 Nm. Залежність крутного моменту двигунів від частоти обертання ми можемо побачити на Рис. 4.1.

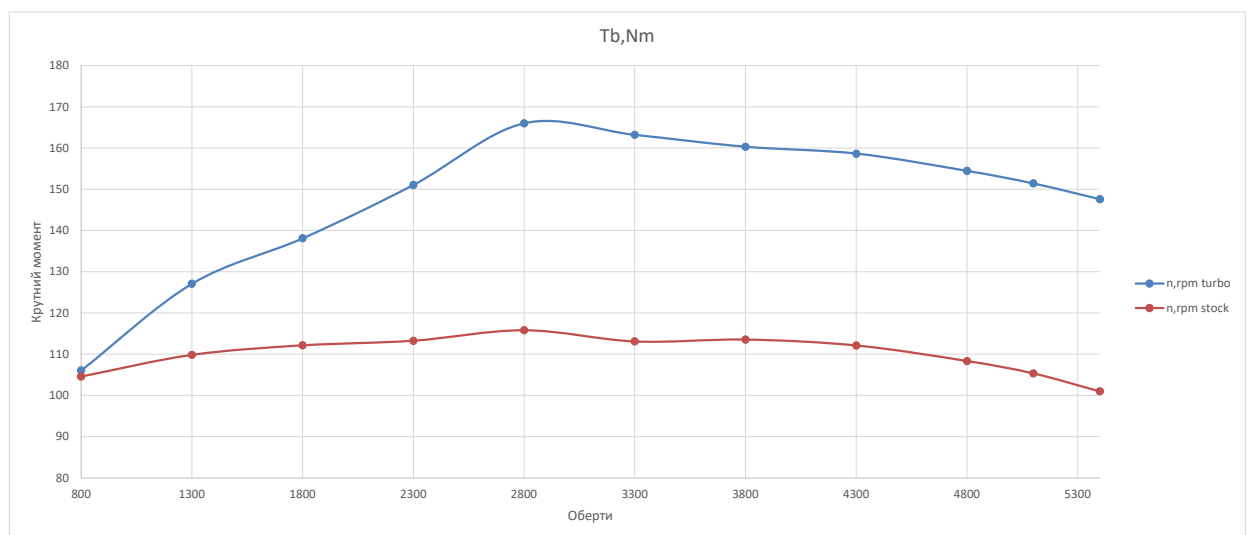


Рис. 4.1. Залежність потужностей атмосферного і турбованого двигунів від частоти обертів.

Механічний ККД турбованого двигуна теж є вищим і складає 76.99% проти 69.3 % у атмосферного. Залежність крутного моменту двигунів видно на рис. 4.2.

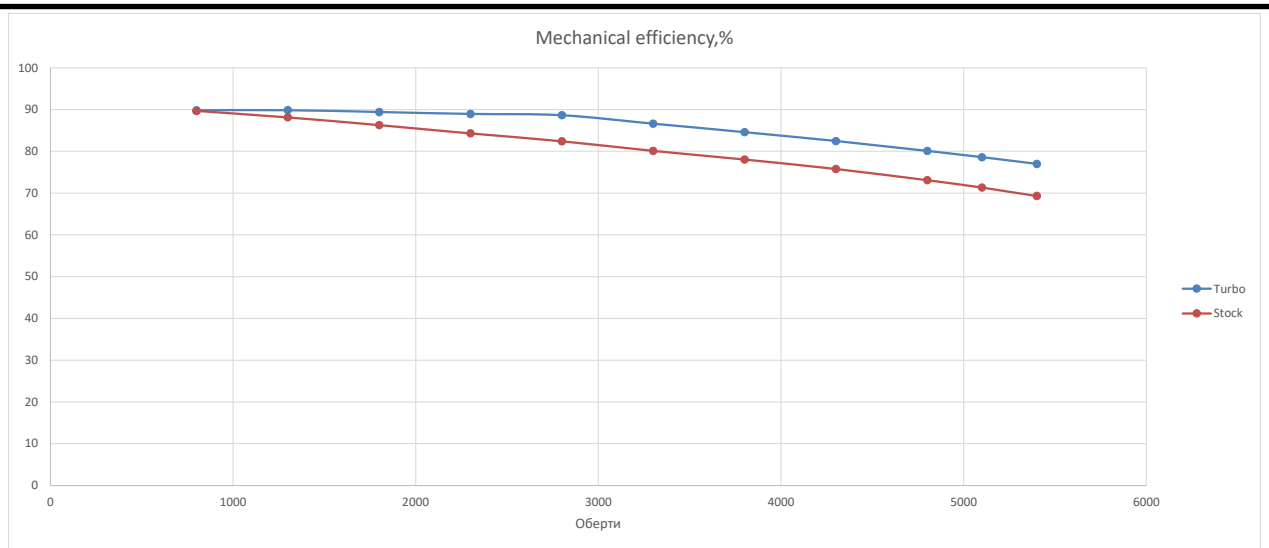


Рис. 4.2 Залежність ККД атмосферного і турбованного двигунів від частоти обертів.

Індикаторний ККД турбованного двигуна теж є вищим і при частоті обертання 5400 - складає 33.1% проти 30.3% у атмосферного двигуна. Цю залежність ми можемо простежити за графіком наведеним у рис. 4.3.

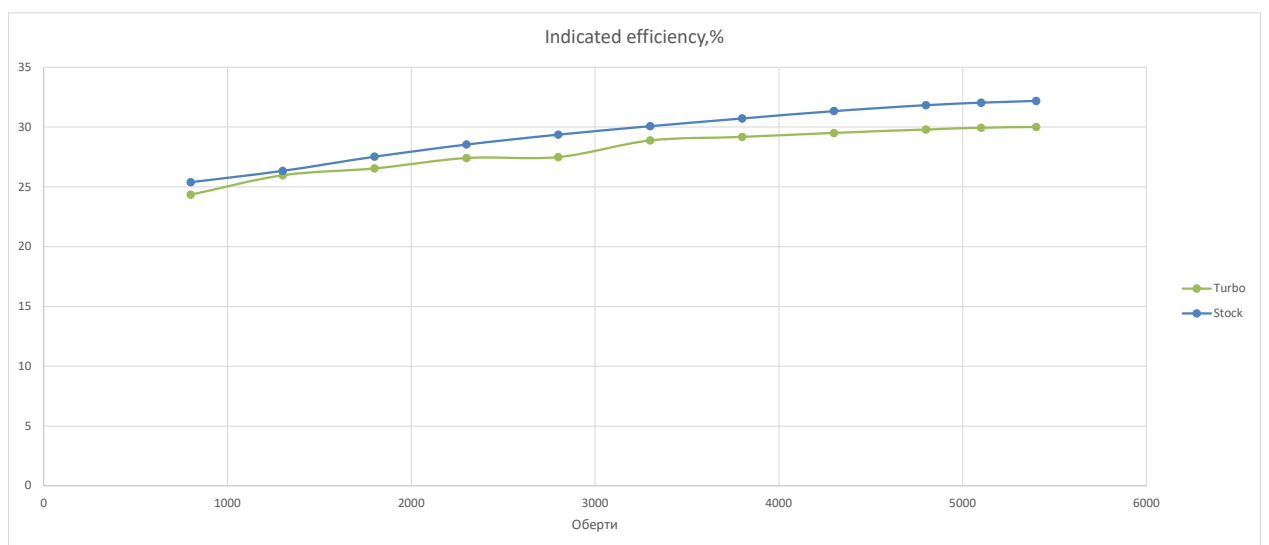


Рис. 4.3 Індикаторний ККД турбованного і атмосферного двигунів від частоти обертів.

Об'ємна ефективність двигуна з встановленим турбокомпресором при частоті обертання 5400 теж є вищою і складає 90.8%. У атмосферного двигуна, об'ємна ефективність складає 87.8%.

Витрата пального у двигуні з встановленим турбонаддувом при частоті обертів 800 є вищою ніж у атмосферного двигуна і складає 371 kWh. Витрати у атмосферного двигуна є нижчими й складають 356 kWh. Але починаючи вже з частоти обертання двигуна 1300, витрата пального у турбованному двигуні стає меншою й складає вже 348 kWh, проти 350 kWh у атмосферного двигуна. В подальших режимах роботи двигуна, витрата пального у турбованному двигуні є меншою, ніж у атмосферному двигуні й при частоті обертів 5400, витрата пального у атмосферному двигуні складає 364 kWh, проти 351 kWh у турбованному. Цю залежність ми можемо спостерігати на рисунку 4.4.

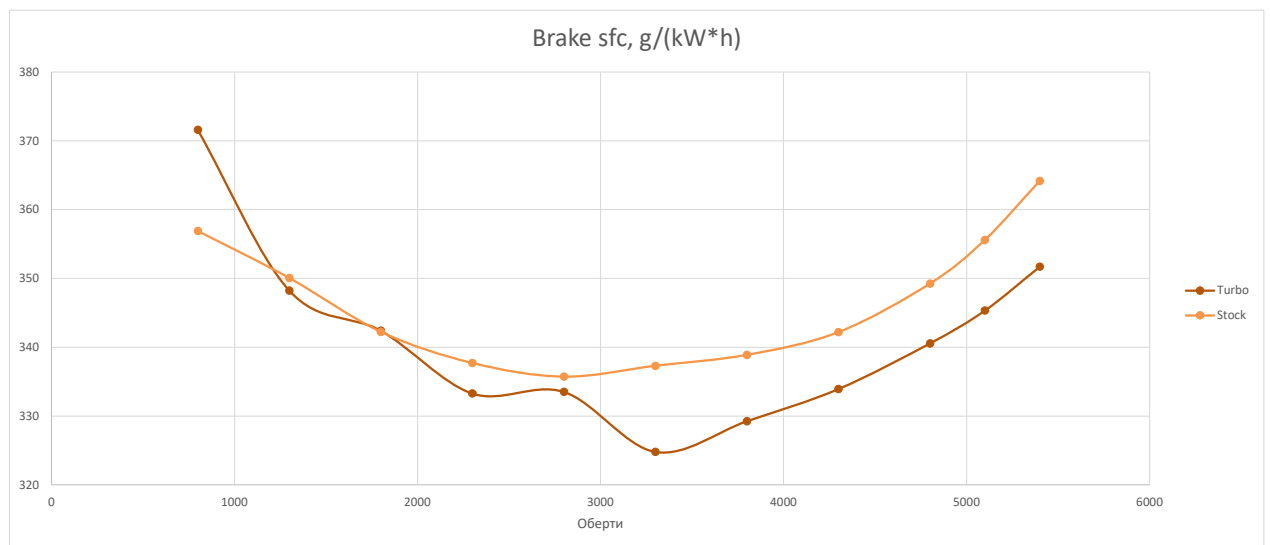


Рис. 4.4. Витрати пального у атмосферного й турбованного двигуна в залежності від частоти обертання.

Середня температура випускного колектора у турбованному двигуні є вищою, ніж у атмосферному двигуні. При частоті обертання 5400 обертів/хв – 902°C у турбованному двигуні і 768 °C у атмосферному.

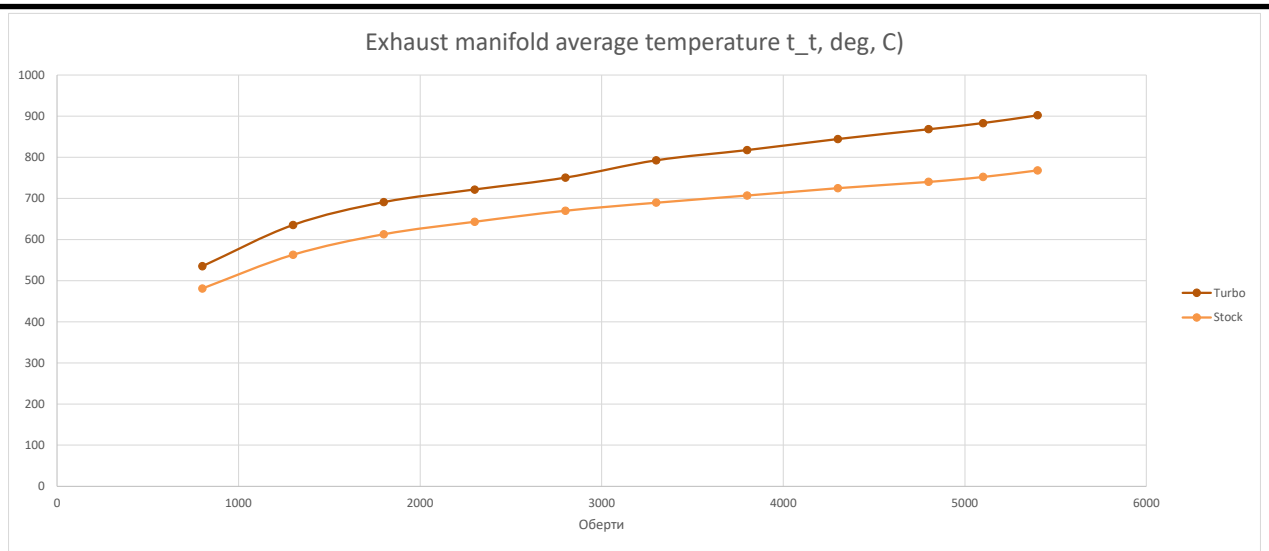


Рис. 4.5. Середня температура випускного колектора у атмосферного й турбованного двигуна в залежності від частоти обертання.

Максимальний тиск у турбованному двигуні на частоті обертання 800 обертів/хв – є меншим, від тиску на тій самій частоті у атмосферному двигуні й складає 4783 kPa й 4985 kPa відповідно. В подальшому, тиск у атмосферному двигуні є меншим, ніж у турбованному.

Починаючи з частоти обертів 4800 обертів/хв – максимальний тиск турбованного двигуна стає меншим, ніж максимальний тиск атмосферного й складає 5214 kPa у турбованного й 5433 kPa у атмосферного.

На частоті обертання 5400 обертів/хв, тиск у турбованного двигуна теж залишається меншим й складає 5033 kPa, проти 5258 kPa у атмосферному двигуні. Цю залежність ми можемо спостерігати на рисунку 4.6.

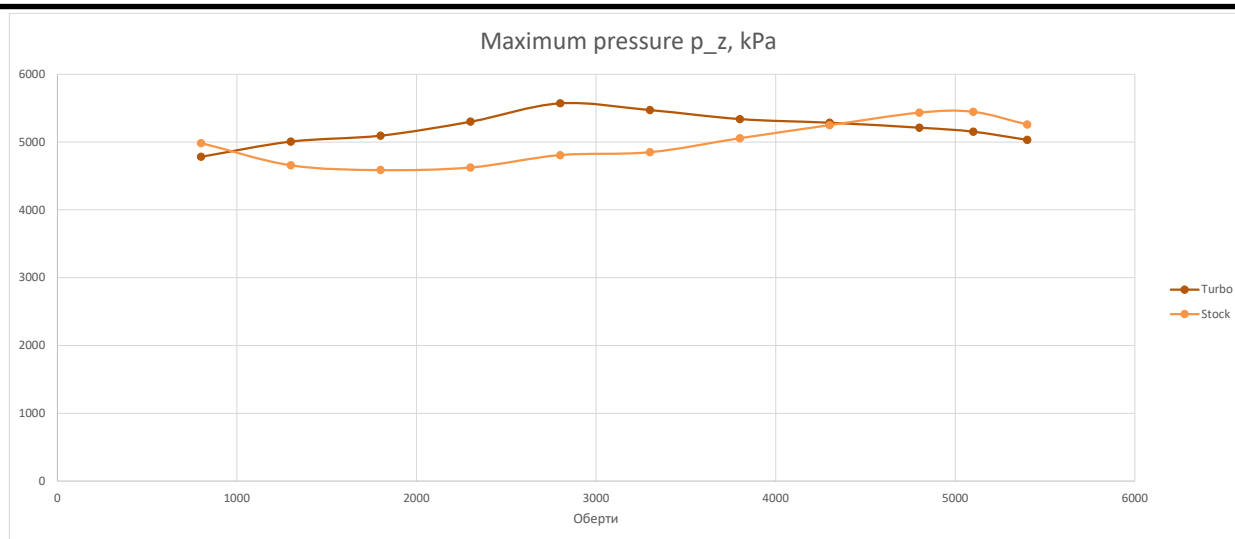


Рис. 4.6. Максимальний тиск атмосферного й турбованного двигуна в залежності від частоти обертання.

Максимальна температура турбованного двигуна є меншою від температури атмосферного двигуна. При частоті обертання 5400 обертів/хв. - 2382°C у турбованному двигуні й 2463°C у атмосферному.

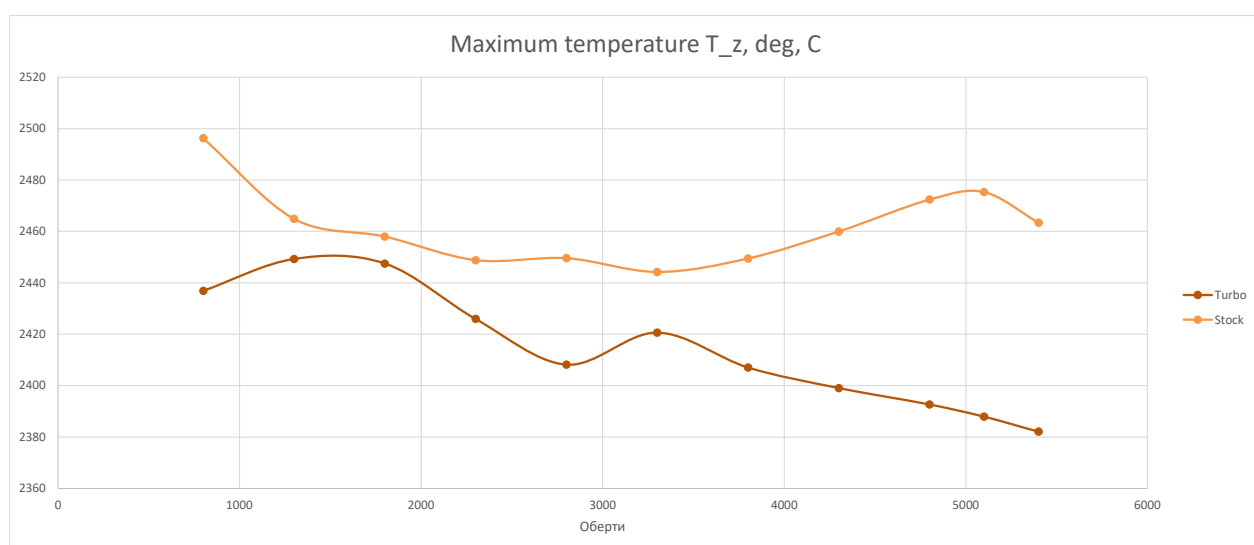


Рис. 33. Максимальна температура атмосферного й турбованного двигуна в залежності від частоти обертання.

В результаті розрахунків отримані результати на всіх режимах задовольняють очікування. Нам вдалося покращити характеристики двигуна, шляхом встановлення на нього турбокомпресора. При цьому, ми змогли притриматися системи обмежень і не вносити зміни в конструкцію двигуна.

5. ВИБІР ТУРБОКОМПЕСОРА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ЙОГО РЕГУЛЮВАННЯ

5.1. Вибір турбокомпресору

Турбокомпресори, які застосовуються для наддуву автомобільних двигунів, забезпечують підвищення тиску повітря в межах $P_k = 1,4 \dots 3,5$ при витраті повітря $G = 0,103$ кг/с. Зовнішній діаметр колеса компресора знаходиться в межах $D_{2k} = 60$ мм, вхідний діаметр колеса турбіни $D_{1t} = 36,130$ мм, граничне значення частоти обертання ротора турбокомпресора $ПТК = 75.220$ тис. хв-1.

Провідні світові фірми-виробники турбокомпресорів для автомобільних двигунів (Garrett, BorgWarner) пропонують широкий модельний ряд агрегатів, що забезпечують наддув дизельних двигунів і двигунів з іскровим запалюванням в діапазоні робочих об'ємів $0,5 \dots 20$ л і потужностей $35 \dots 150$ кВт.

Процес вибору (або проектування) турбокомпресора при проектуванні або модернізації двигуна має ітераційний характер і може бути умовно розбитий на такі етапи:

- 1) вибір турбокомпресора-прототипу з існуючого типорозмірного (або модельного ряду);
- 2) розрахунок характеристик двигуна з обраним турбокомпресором на основі математичного моделювання;
- 3) внесення в конструкцію та газодинаміку турбокомпресора-прототипу змін, що забезпечують оптимальне узгодження поршневої частини двигуна та системи наддуву.

Для уточнення вибору турбокомпресора-прототипу використовуються характеристики компресора і турбіни, що представляють фірми-виробники в спеціальних каталогах, а також геометричні параметри проточної частини компресора і турбіни.

Більш точно визначити особливості роботи обраного турбокомпресора у складі системи наддуву двигуна, що проектується, можливо на основі моделювання робочого циклу двигуна, що виконується в диференціальній формі. У математичну модель у вигляді окремих моделей інтегруються процедури

						Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

інтерполяції попередньо підготовлених у вигляді спеціального файлу характеристик компресора і турбіни.

За результатами розрахунків можуть бути вироблені конкретні заходи щодо корекції характеристик турбокомпресора-прототипу для досягнення максимальної ефективності двигуна, що проектується. Остаточне доведення системи наддуву здійснюється на основі випробувань двигуна на випробувальних (моторних) стендах та у складі транспортного засобу.

При виборі турбокомпресора додатково користуються геометричними співвідношеннями проточної частин компресора і турбіни. Проточна частина турбіни характеризується співвідношенням квадратів діаметра колеса турбіни на виході та вході $(D_{t2}/D_{t1})^2$, а також відношенням мінімальної площі поперечного перерізу розгінної ділянки каналу газопідвідного колектора турбіни до радіусу центру тяжкості даного перетину (рис. 5.1).

Проточна частина компресора характеризується квадратом відношення діаметрів колеса на вході та виході компресора $(D_{e1}/D_{e2})^2$, а також співвідношенням площі поперечного перерізу повітрозбірника компресора на виході до радіусу центру тяжкості даного перерізу A_K/R_K (визначення A_K/R_K аналогічно визначенню A/R).

Співвідношення $(D_{t2}/D_{t1})^2$ та A/R повністю визначають пропускну здатність турбіни для заданого значення D_{1t} . При цьому зі збільшенням A/R та $(D_{t2}/D_{t1})^2$ пропускна здатність збільшується. Нерідко серійно випускаються модифікації моделі турбокомпресора, що різняться між собою геометрією газопідвідного колектора турбіни.

						Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

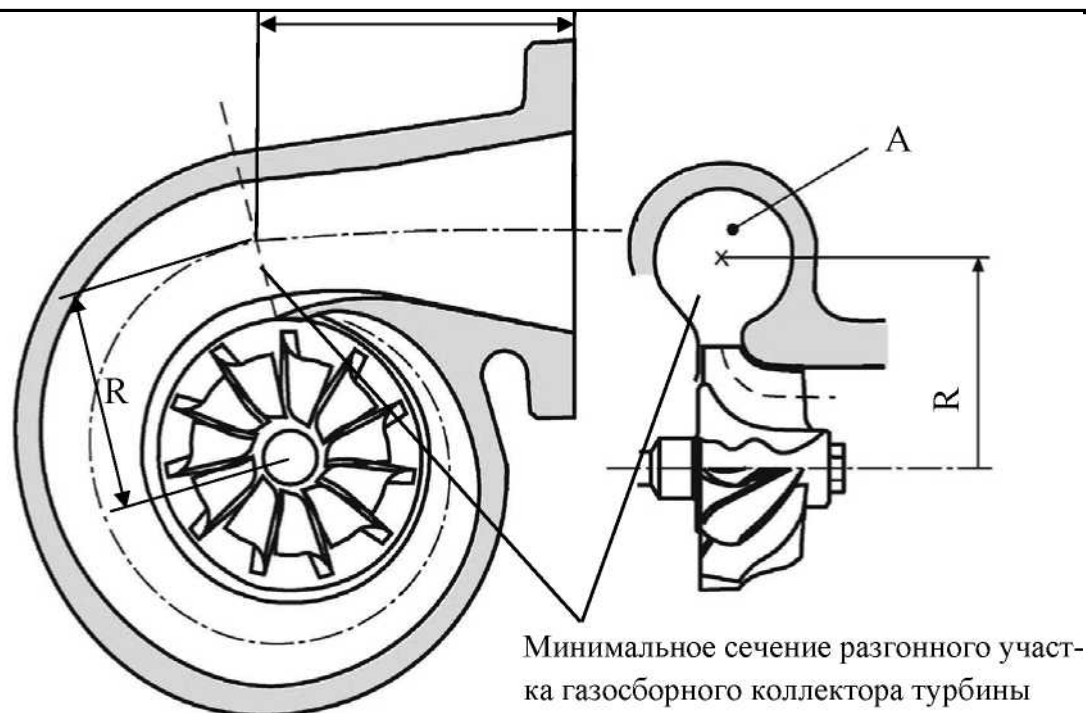


Рис. 5.1. Співвідношення A/R для газопідвідного колектора турбіни.

Модифікації з меншим значенням A/R забезпечують більш раннє спрацювання перепускного клапана турбіни при заданому значенні тиску наддуву. Такі турбокомпресори дозволяють підвищити крутний момент двигуна на низьких оборотах, при зменшенні номінальної потужності та економічності двигуна. Навпаки, турбо компресор з великим значенням A/R турбіни забезпечує підвищення номінальної потужності при помітному зниженні крутного моменту на низьких оборотах і збільшенні інерційності системи наддуву.

Що стосується співвідношення AK/RK для повітрозбірника компресора, то він значно меншою мірою впливає на роботу компресора, ніж аналогічне співвідношення для колектора турбіни. Турбокомпресори для низького рівня наддуву, як правило, характеризуються вищим значенням AK/RK , ніж турбокомпресори високого рівня наддуву[10].

5.2. Розрахунок характеристик регулювання двигуна з встановленим турбокомпресором

У цьому розділі був проведений розрахунок характеристик регулювання за кутом випередження запалення та за складом суміші згоряння.

Метою регулювальної характеристики є регулювання двигуна, елементів систем, тощо. Тому є багато регулювальних характеристик. Найбільш часто використовуються регулювальні характеристики за складом суміші та кутом випередження запалювання.

Регулювальна характеристика складу суміші служить для визначення впливу складу суміші на основні показники роботи двигуна і визначення даних для регулювання головного дозуючого пристрою карбюратора.

Для того щоб у широких межах змінювати склад горючої суміші, що подається в циліндри двигуна, всі системи карбюратора, що дозують, крім головної, перекривають. Отвір головного жиклера значно збільшують і вводять у нього спеціально виготовлену голку, що дозує. При осьовому переміщенні голки прохідний переріз головного жиклера змінюється, внаслідок чого кількість палива, що надходить у камеру змішувача карбюратора, також змінюється.

Умови отримання регулювальної характеристики за складом суміші:

- незалежна змінна величина - склад суміші або годинна витрата палива;
- постійні величини - положення дросельної заслінки та частота обертання колінчастого валу;
- залежні змінні величини – ефективна потужність, питома витрата палива.

Регулювальні характеристики зазвичай знімають раніше за основні характеристики двигуна. Найчастіше знімаються регулювальні характеристики з витрат палива (або за складом суміші), що показують зміну потужності N_e та питомої витрати палива g_e в залежності від годинної витрати палива G_r при постійній частоті обертання колінчастого валу та оптимальному куті випередження запалення (або упорскування).

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

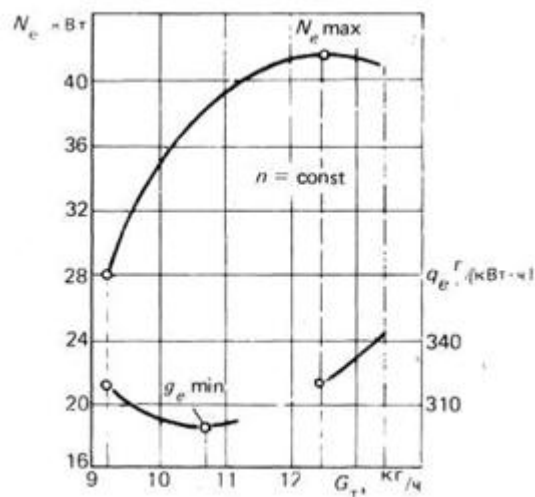


Рис. 5.2 Регульовальна характеристика карбюраторного двигуна за складом суміші

На наведеній характеристиці карбюраторного двигуна з витрат палива видно дві екстремальні точки: одна відповідає максимальній потужності, інша - мінімальній питомій витраті палива. Максимальна потужність досягається за певної годинної витрати палива, коли карбюратор відрегульований на збагачену суміш ($\alpha \approx 0,9$).

При подальшому збагаченні горючої суміші потужність зменшується внаслідок зменшення швидкості згоряння. Мінімальна питома витрата палива має місце при витраті часу, що відповідає регулюванню карбюратора на збіднену суміш ($\alpha = 1,1$).

Ще більше збіднення суміші зменшує швидкість згоряння, робота двигуна стає нестійкою і супроводжується падінням потужності та погіршенням економічності.

При експлуатації карбюратор регулюють такий склад суміші, щоб витрата палива знаходився в інтервалі значень, при яких мають місце $g_{e \min}$ та $N_{e \max}$.

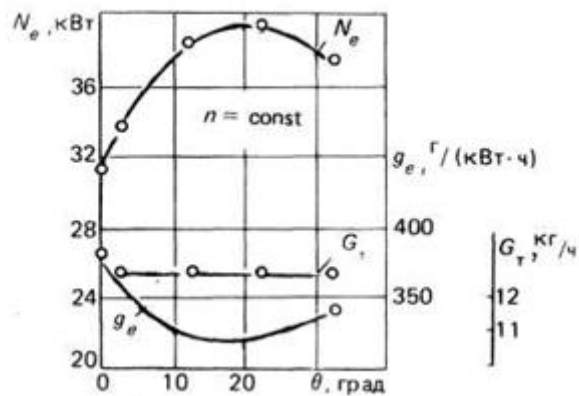


Рис. 5.4 Регульовальна характеристика карбюраторного двигуна за кутом випередження запалювання.

З наведеної характеристики карбюраторного двигуна по кутку випередження запалення видно, що з його збільшенням до $\theta \approx 20^\circ$ потужність двигуна підвищується, а питома витрата палива зменшується. Найвигідніший кут випередження запалення не залишається постійним і залежить від режиму роботи двигуна, складу суміші та інших факторів.

Серія регульовальних характеристик при різних навантажувальних та швидкісних режимах дозволяє отримати вихідну інформацію для регулювання дозуючих пристроїв карбюратора.

Регульовальні характеристики є залежністю параметрів, які оцінюють роботу або економічність двигуна, від одного з факторів, що впливають на його роботу. Такими факторами можуть бути склад суміші, кут випередження запалювання, температура охолоджуючого середовища тощо. На практиці найбільший інтерес становлять регульовальні характеристики за складом суміші і за кутом випередження запалювання, оскільки за допомогою їх можна виконати оптимальне регулювання карбюратора і системи запалювання.

Регульовальна характеристика за складом суміші – це залежність потужності двигуна N_e , і питомої витрати палива g_e від коефіцієнта надлишку повітря α . На основі регульовальних характеристик за складом суміші можна побудувати найвигіднішу характеристику карбюратора.

Знімають характеристики за складом суміші звичайно на кількох режимах роботи, які визначаються положенням дросельної заслінки і певною частотою обертання.

Оскільки при сталих частотах обертання та положенні дросельної заслінки кількість повітря, що надходить у циліндри двигуна, практично не змінюється, то зміну складу суміші регулюють годинною витратою палива. Для цього карбюратор обладнують регулювальною голкою, за допомогою якої можна змінювати прохідний переріз жиклера; регулювання можна також виконувати зміною жиклерів різної пропускної здатності.

Якщо частота обертання збільшується, то швидкість згоряння хоч і зростає, але загальний час для процесу згоряння зменшується; тому найвигідніший кут випередження запалювання збільшуватиметься. Якщо частота обертання зменшується (прикривання дроселя), то кут випередження запалювання Θ також повинен збільшуватися. Це пояснюється тим, що при цьому зменшується коефіцієнт наповнення і збільшується коефіцієнт залишкових газів γ , внаслідок чого зменшується швидкість згоряння робочої суміші. Під час роботи двигуна кут випередження запалювання Θ змінюється автоматично за допомогою відцентрового та вакуумного регуляторів.

Регулювальна характеристика за кутом випередження запалення здійснюється за допомогою зміни кута випередження запалення, що відповідає максимальній потужності та мінімальній питомій витраті палива.

З початку, регулювальна характеристика була розрахована залежно від куту випередження запалення. Для розрахунку всіх характеристик регулювання була використана зовнішня швидкісна характеристика турбованного двигуна з постійною частотою обертання в 3800 обертів/хв. Розрахунок був виконаний 6 разів з кутами випередження запалення: 0; 4; 8; 12; 16; 20 градусів.

Залежність крутного моменту двигуна від кута випередження запалювання ми можемо побачити на Рис. 5.5.

На цьому рисунку ми спостерігаємо пряму залежність підвищення крутного моменту від кута випередження запалення. Чим більший кут випередження

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

запалення – тим більший крутний момент двигуна. Під кутом запалення 20 градусів, крутний момент двигуна є найвищим і складає 168 Nm.

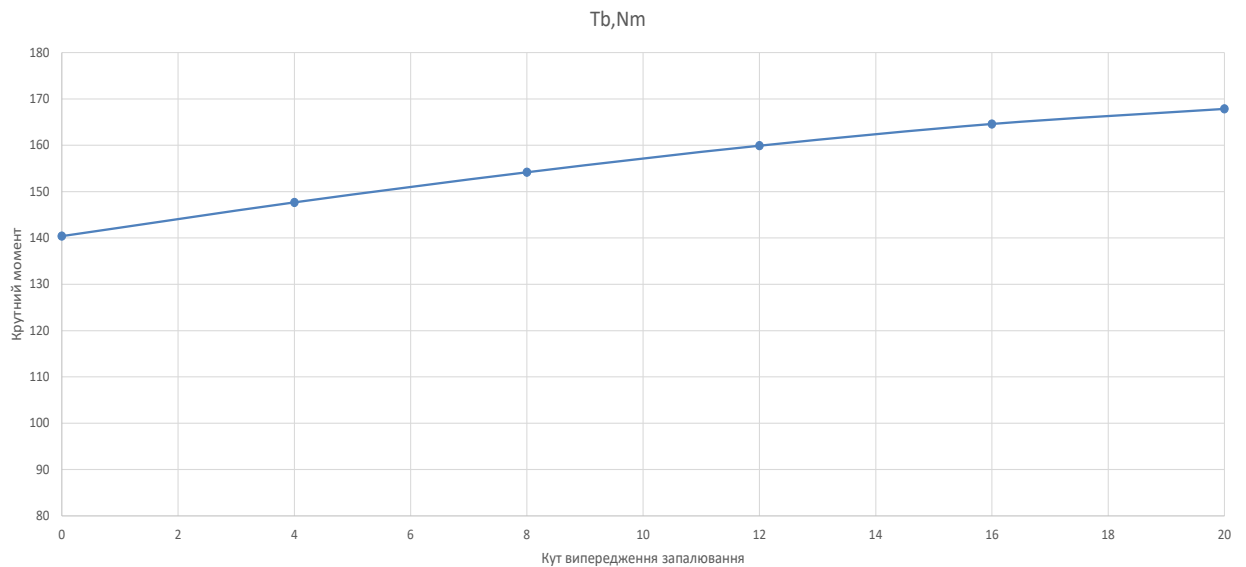


Рис. 5.5. Залежність крутного моменту атмосферного двигуна від кута випередження запалювання.

Тривалість згоряння падає в залежності від кута випередження запалення. Чим вище є кут випередження запалення – тим нижче тривалість згоряння. Цю залежність видно в рисунку 5.6.

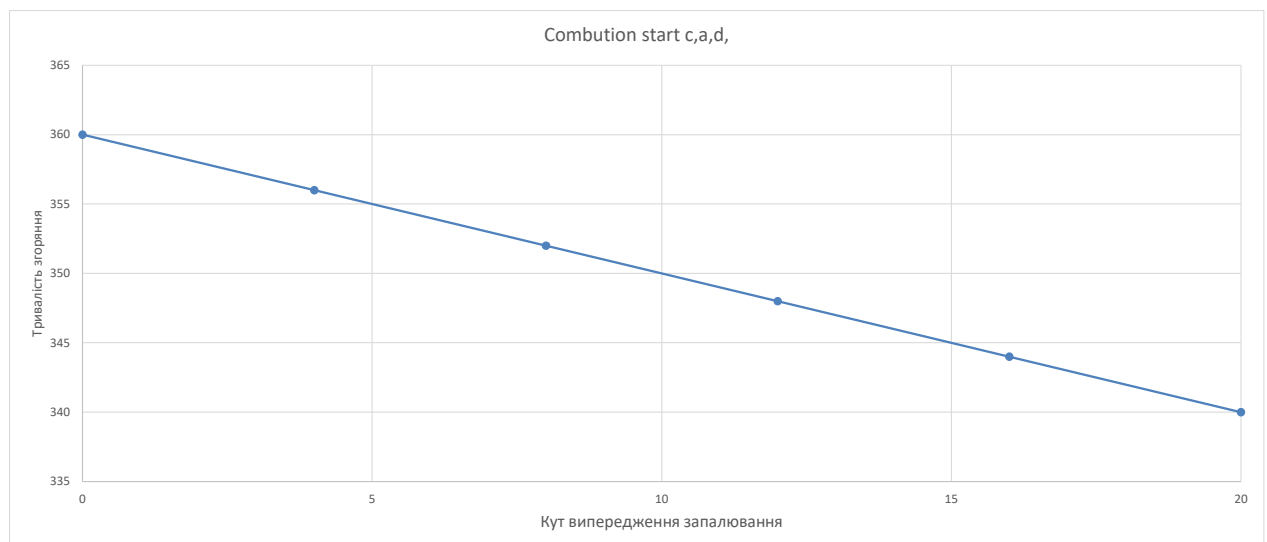


Рис. 5.6 Залежність тривалості згоряння атмосферного двигуна від кута випередження запалювання.

Механічний ККД зростає, по мірі підвищення кута випередження запалення є найбільшим у при куті 20 градусів й складає 84.9%.

Об'ємний ККД двигуна є найвищим при куті випередження запалення 0 градусів й складає 90.5%.

Індикаторний ККД двигуна по мірі підвищення кута випередження запалення є найбільшим у при куті 20 градусів й складає 30.6%.

Ефективний ККД двигуна по мірі підвищення кута випередження запалення є найбільшим у при куті 20 градусів й складає й складає 26.1%.

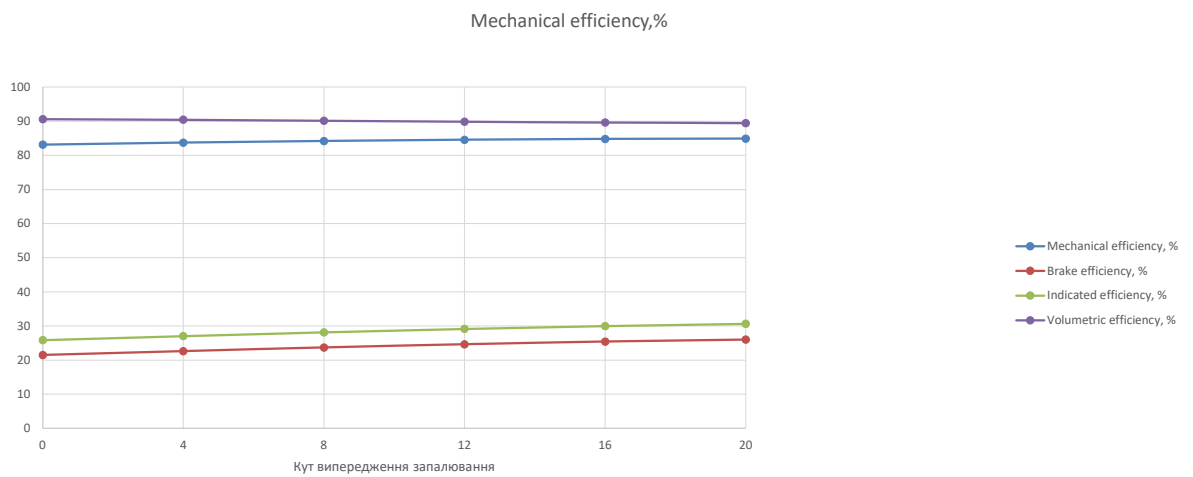


Рис. 5.7 Залежність ККД двигуна від кута випередження запалювання.

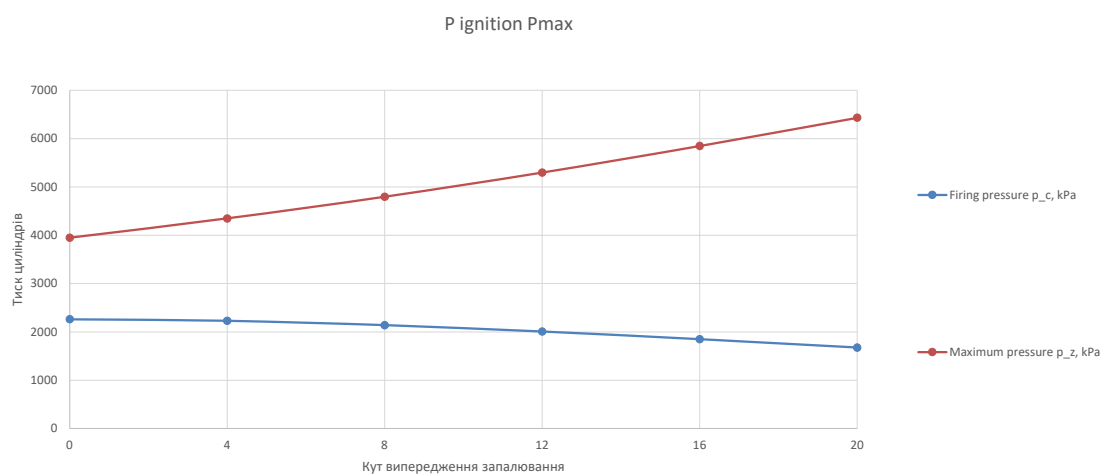


Рис. 5.8 Залежність тиску в двигуні від кута випередження запалювання

Максимальний тиск підвищується при зростанні кута випередження запалення від 3949 кПа при куті 0 градусів, до 6433 кПа при куті в 20 градусів.

Тиск згоряння ж навпаки – зменшується в залежності від кута запалення. При куті запалення в 0 градусів він складає 2262 кПа, а при куті 20 – 1675 кПа.

Витрати пального зменшуються в залежності від підвищення кута випередження запалювання й складає 1675 кВт/год при куті запалення в 20 градусів.

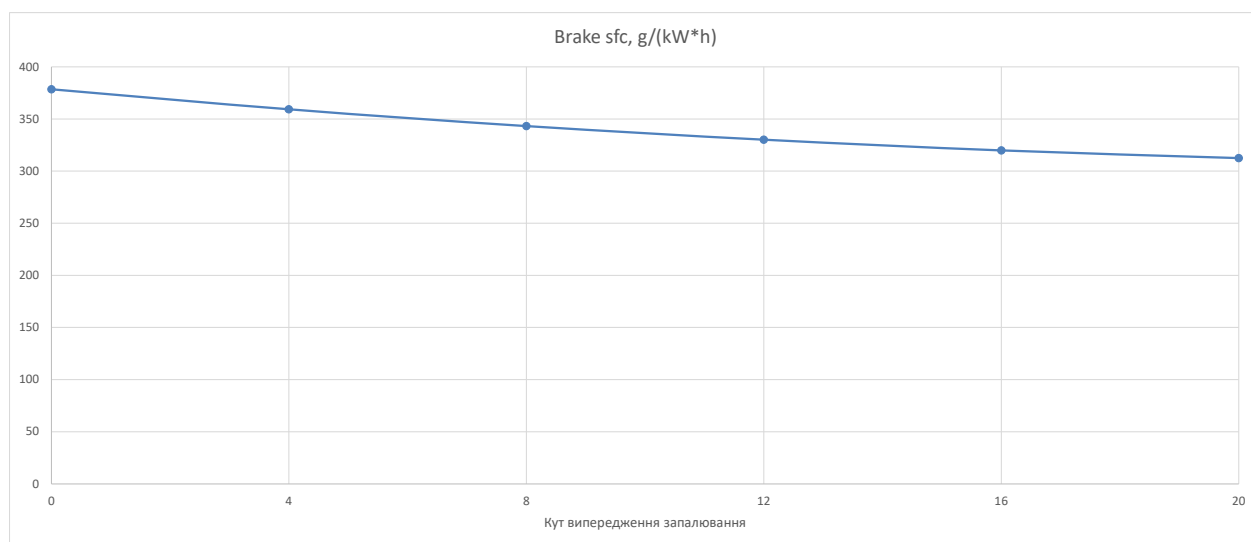


Рис. 5.9 Залежність витрати пального двигуна в залежності від кута випередження запалювання

Середня температура випускного колектора двигуна в двигуні падає в залежності від підвищення кута випередження запалення. При 0 градусах, вона складає 886 °С, а при 20 градусах вона складає 793 °С. Цю залежність ми можемо спостерігати на рисунку 38.

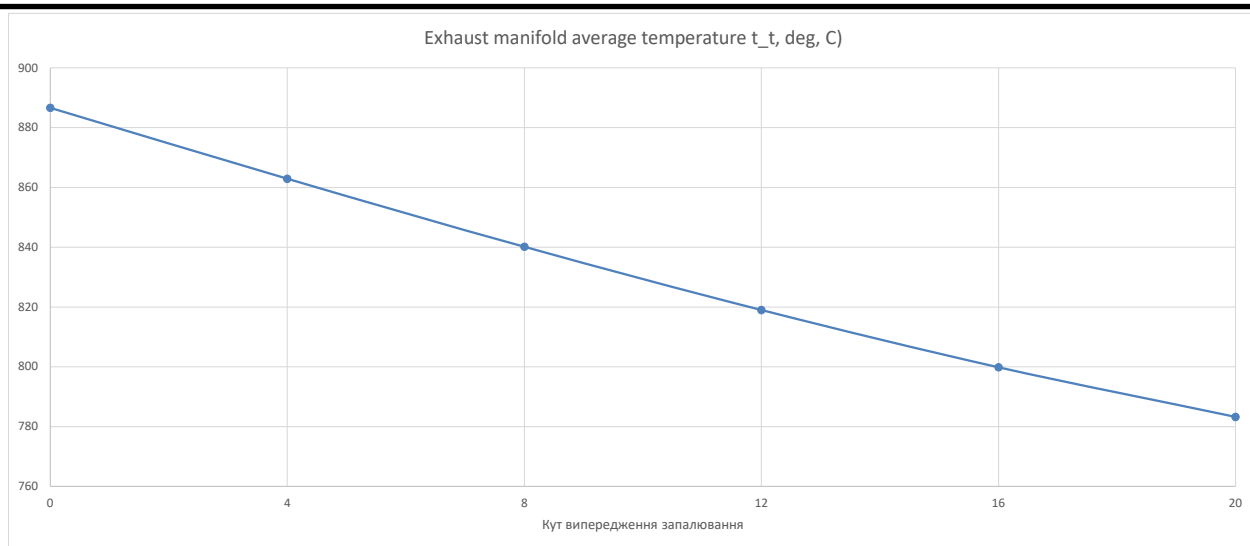


Рис. 5.10 Залежність середньої температури випускного колектора двигуна в залежності від кута випередження запалювання

Максимальна температура зростає в залежності від підвищення кута випередження запалення. Під 0 градусами, максимальна температура складає 2365 °C , а при 20 градусах, 2454 °C.

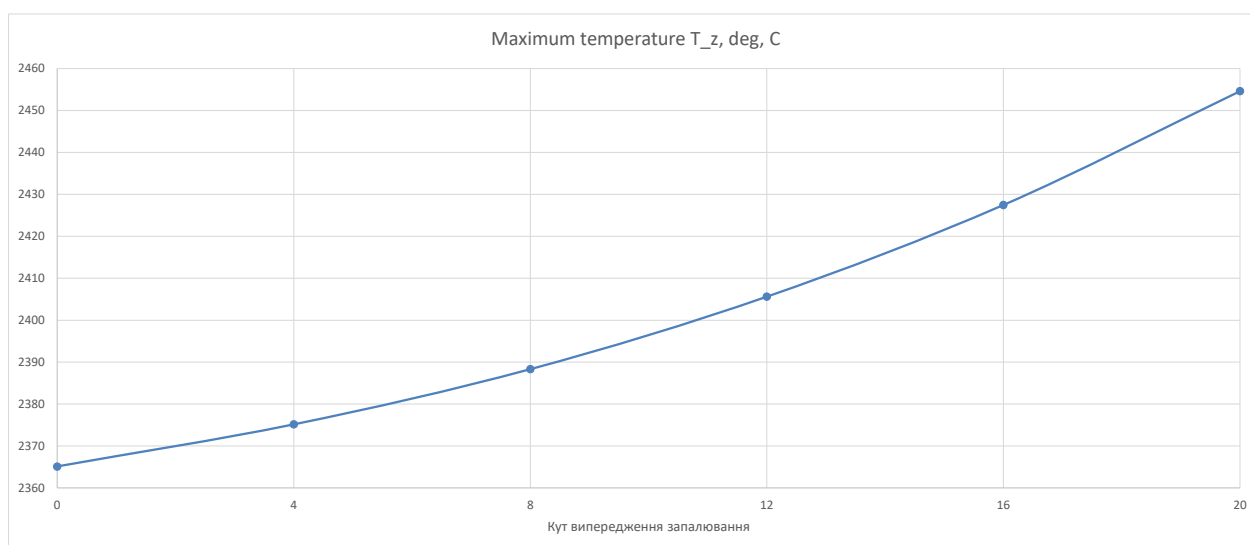


Рис. 5.11. Залежність максимальної температури двигуна в залежності від кута випередження запалювання

Підсумовуючи регульовальну характеристику за кутом випередження запалення, найбільш оптимальним варіантом регулювання є регулювання за кутом випередження запалювання 8 чи 12 градусів. При таких значеннях, ми

отримуємо найбільш збалансоване співвідношення потужності двигуна, його температури, витрат пального та ККД.

Регульовальна характеристика складу суміші слугує для визначення впливу складу суміші на основні показники роботи двигуна і визначення даних для регулювання головного дозуючого пристрою карбюратора.

Для розрахунку характеристик регулювання за складом суміші була використана зовнішня швидкісна характеристика турбованного двигуна 4Ч 7,9/8 з постійною частотою обертання в 3800 обертів/хв. Розрахунок був виконаний 8 разів з наступними коефіцієнтами надлишку повітря: 0,7; 0,75; 0,8; 0,85; 0,9; 0,95; 1; 1,05.

Залежність крутного моменту двигуна від складу суміші ми можемо побачити на Рис. 5.11.

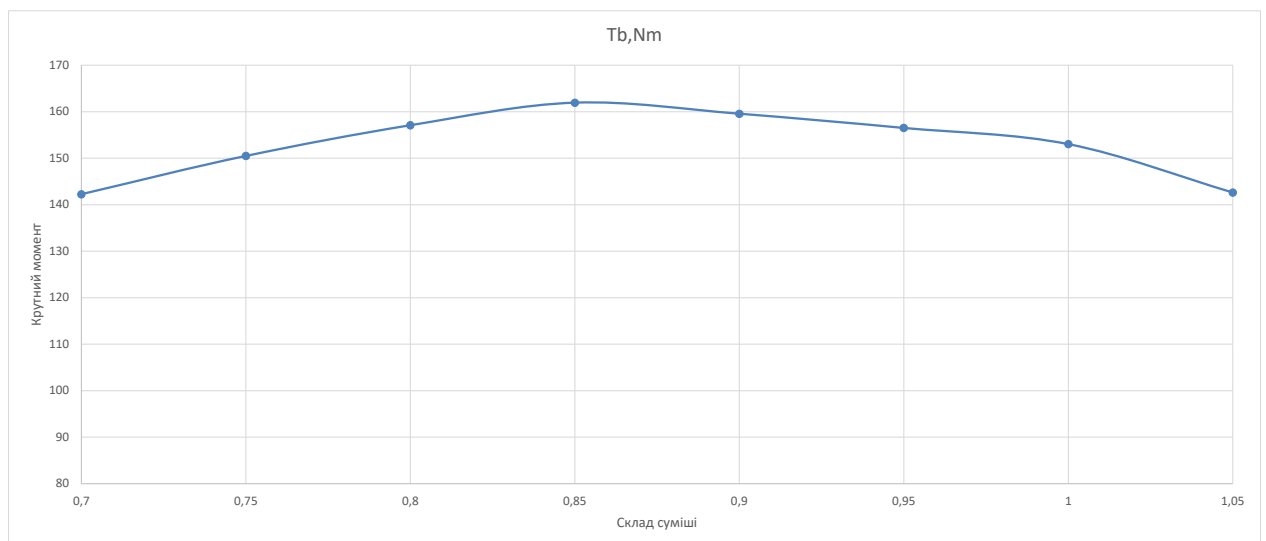


Рис. 5.11 Залежність крутного моменту двигуна від складу суміші

На цьому рисунку ми спостерігаємо залежність показника крутного моменту від складу суміші. Крутний момент зростає до коефіцієнту складу суміші 0,85 й складає 161,9 Nm.

В подальшому, при наступних показниках, крутний момент спадає.

Тривалість згоряння поступово зменшується від показника складу суміші 0,7 і є найнижчою при складі суміші 0,85 й складає 46,1. В подальшому, тривалість згоряння знову зростає й складає 63,3 градуси.

Цю залежність ми можемо спостерігати на рисунку 5.12

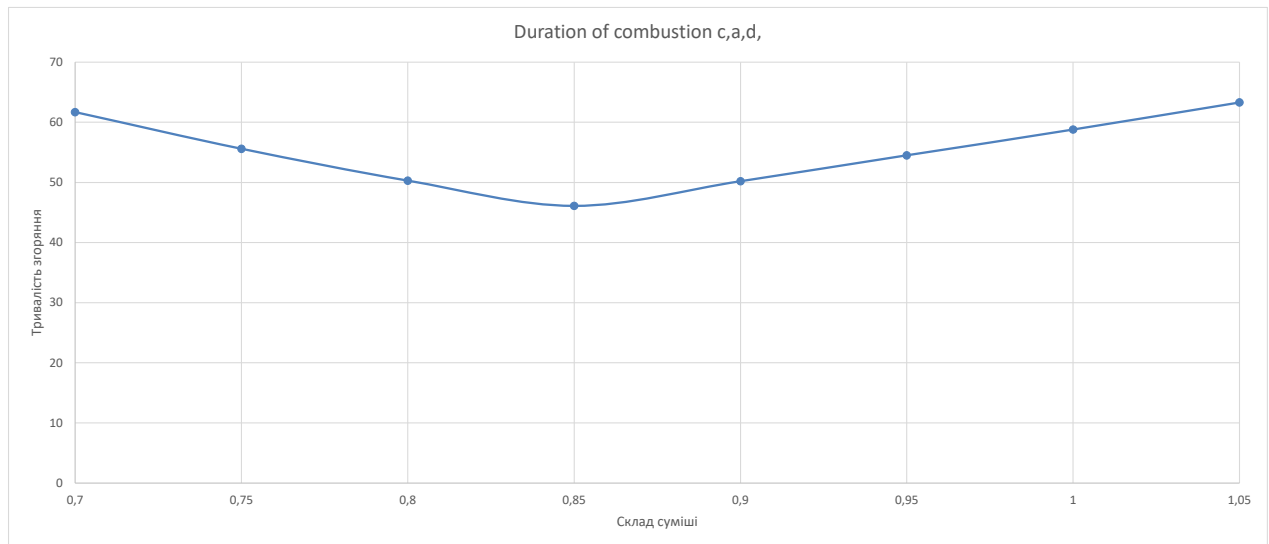


Рис. 5.12 Залежність тривалості згоряння двигуна від складу суміші

Механічний ККД зростає, по мірі підвищення показника складу суміші до коефіцієнту 0,85. Саме у цій точці, механічний ККД є найвищим й складає 84,6%. В подальшому, ККД спадає.

Об'ємний ККД двигуна є найвищим при коефіцієнті 0,7 й складає 91,2%. Поступово, він спадає до коефіцієнту 1 і в подальшому, знову трохи підвищується при коефіцієнті 1,05 й складає 90,4%.

Індикаторний ККД двигуна зростає по мірі підвищення показника складу суміші і є найбільшим у при коефіцієнті 1 й складає 33,8%. В подальшому, індикаторний ККД починає знижуватися і вже при коефіцієнті 1,05 складає 33,2%.

Ефективний ККД двигуна зростає по мірі підвищення показника складу суміші і є найбільшим у при коефіцієнті 1 й складає 28,5%. В подальшому, ефективний ККД починає знижуватися і вже при коефіцієнті 1,05 складає 27,7%.

Цю залежність ми можемо побачити на рисунку 5.13.

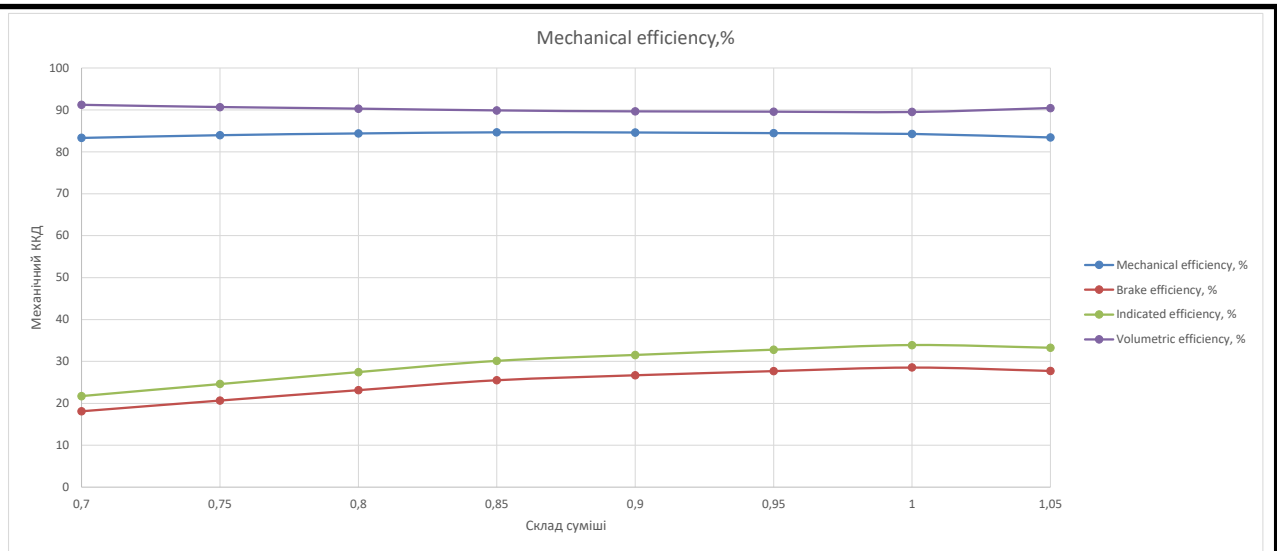


Рис. 5.13 Залежність ККД від складу суміші

Тиск згоряння пропорційно підвищується в залежності від коефіцієнту складу суміші. Мінімальний тиск при складає 1949 kPa при коефіцієнті 0,7. Максимальний тиск складає 2034 kPa при коефіцієнті 1,05.

Тиск згоряння ми можемо спостерігати на рисунку 5.14.

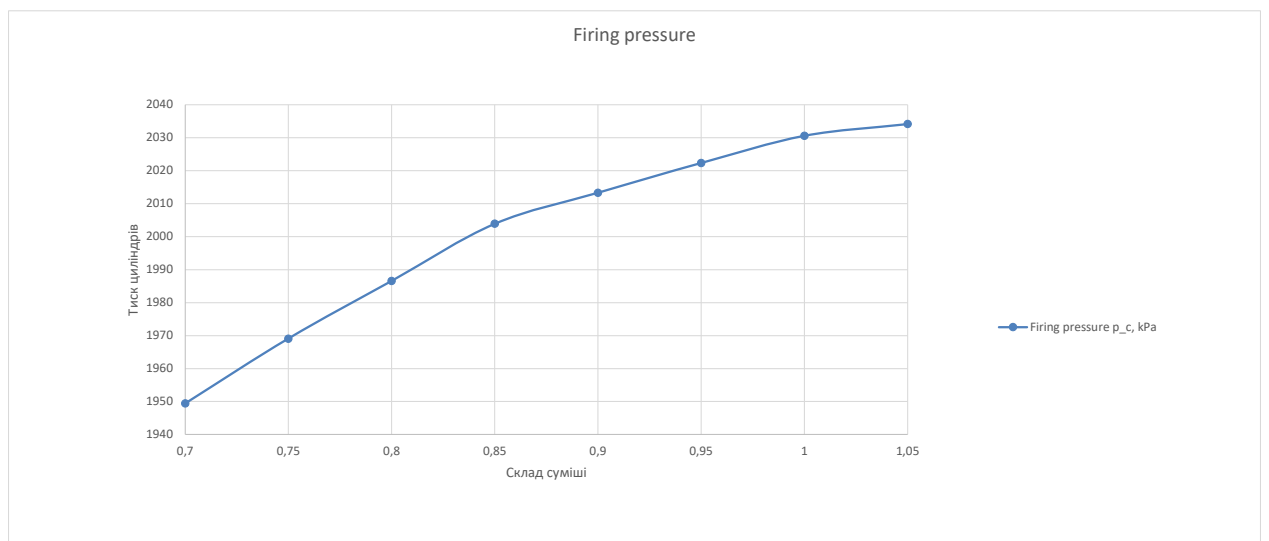


Рис. 5.14 Залежність тиску згоряння від складу суміші

Максимальний тиск рівномірно підвищується до коефіцієнту 0,85. Саме при цьому коефіцієнті, він є найбільшим й складає 5520 kPa. В подальшому тиск спадає и при коефіцієнті 1,05 складає 3791 kPa.

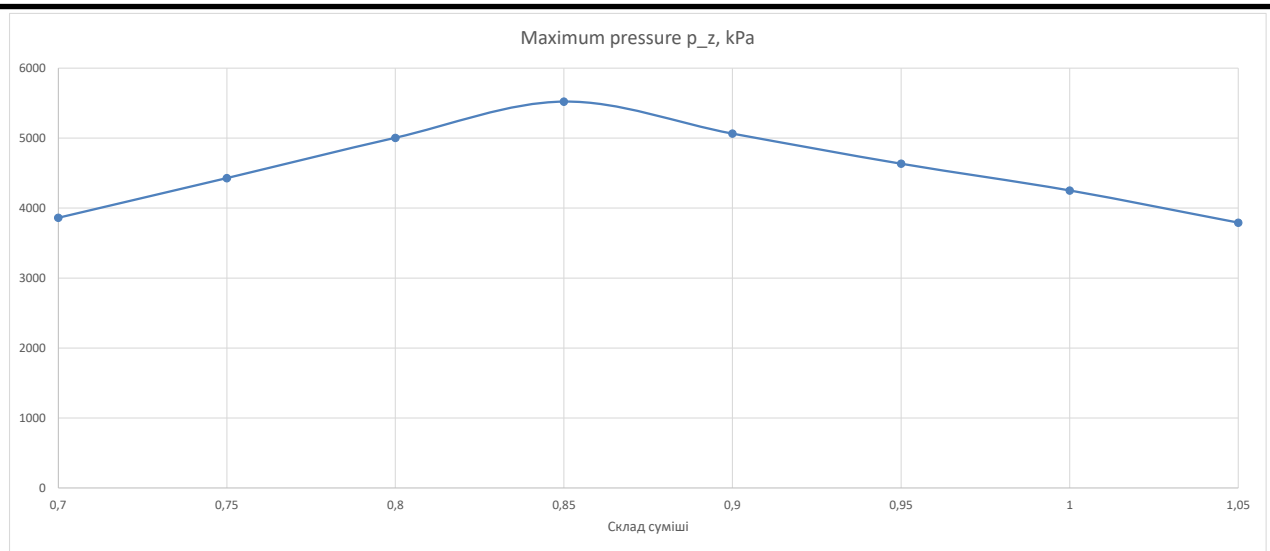


Рис. 5.15 Залежність максимального тиску від складу суміші

Витрати пального поступово зменшуються в залежності від підвищення коефіцієнту й складає 284 кВт/год при коефіцієнті 1. Починаючи з коефіцієнту 1,05 витрати пального починають поступово збільшуватися.

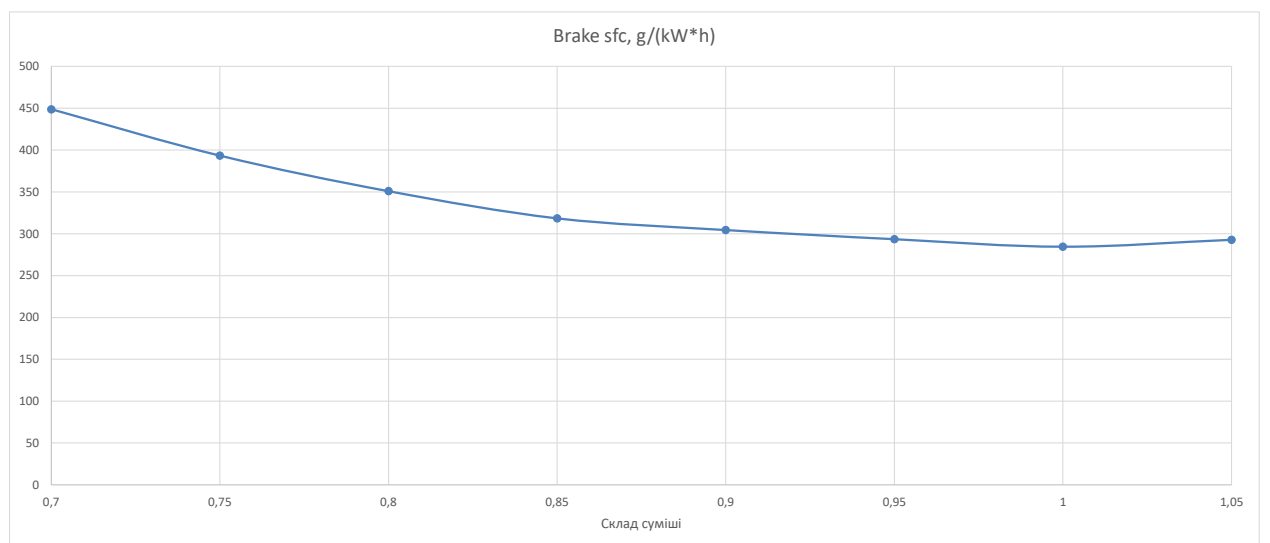


Рис. 5.16 Залежність витрати пального від складу суміші

Середня температура випускного колектора двигуна в двигуні підвищується в залежності від підвищення складу суміші. При коефіцієнту 0,7, вона складає 643 °С і є найнижчою. Температура зростає до коефіцієнту 1,05. При цьому

коефіцієнти температура випускного колектору є максимальною й складає 1142 °С.

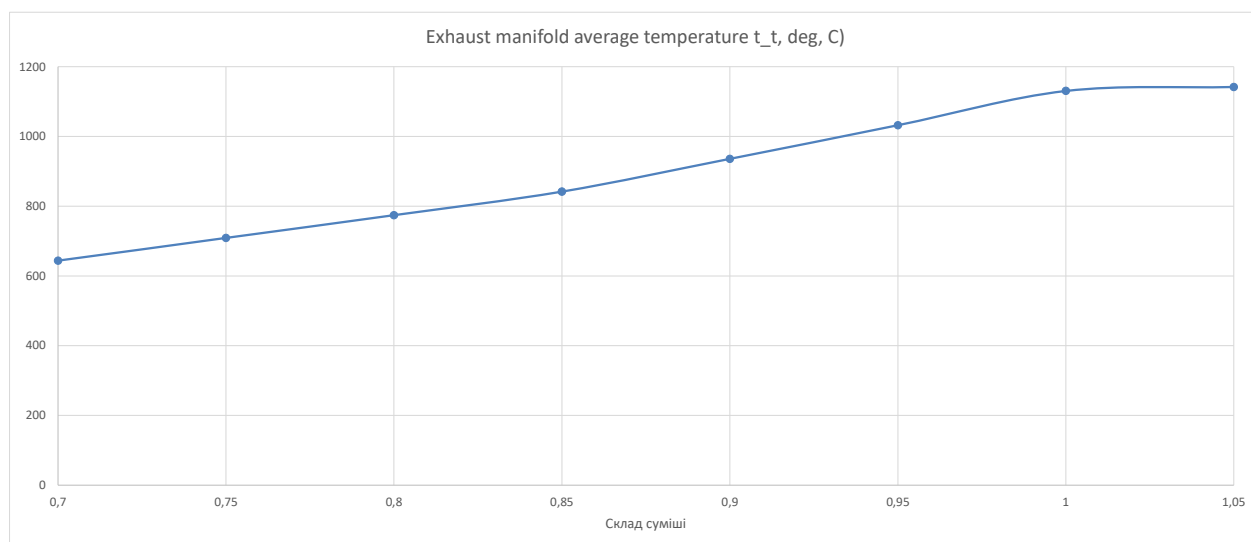


Рис. 5.17. Залежність температури випускного колектору від складу суміші

Максимальна температура поступово зростає в залежності від складу суміші. При коефіцієнті 0,7 максимальна температура є найнижчою й складає 2077 °С. Найвищою максимальна температура є у при коефіцієнті 1 й складає 2505 °С. В подальшому, в точці з коефіцієнтом 1,05, максимальна температура починає спадати й складає 2389 °С. Цю залежність ми можемо спостерігати на Рис. 5.18.

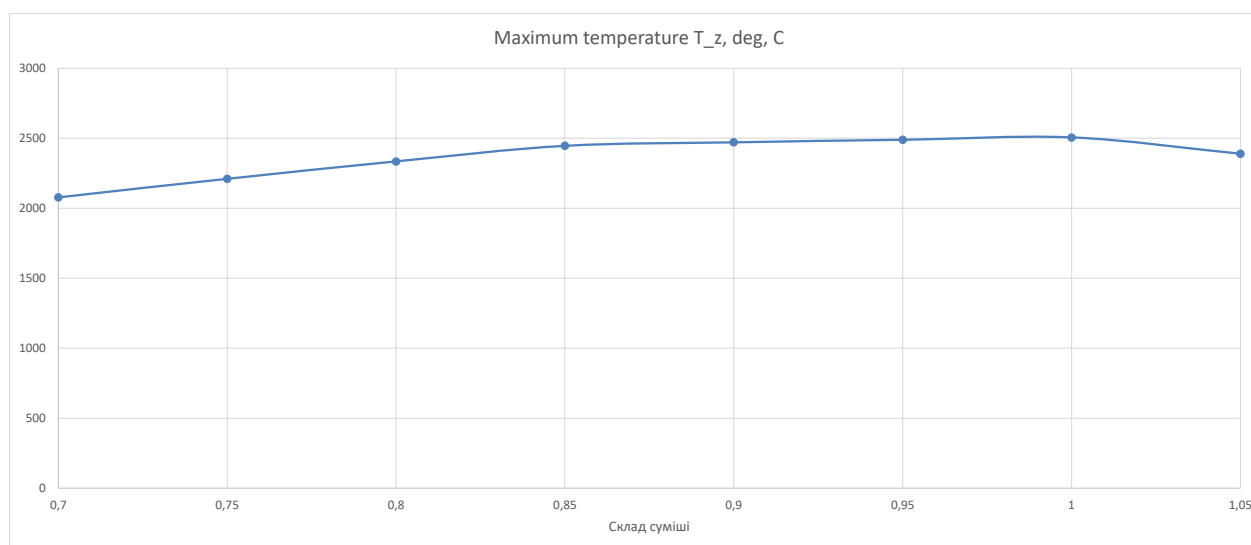


Рис. 5.18. Залежність максимальної температури від складу суміші

Підсумовуючи регульовальну характеристику за складом суміші, найбільш оптимальним варіантом регулювання є регулювання за складом суміші 0,8 чи 0,9. При таких значеннях, ми отримуємо найбільш збалансоване співвідношення потужності двигуна, його температури, витрат пального та ККД.

						Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності.

Державна політика в галузі охорони праці визначається відповідно до Конституції України Верховною Радою України і спрямована на створення належних, безпечних і здорових умов праці, запобігання нещасним випадкам та професійним захворюванням.

Державна політика в галузі охорони праці базується на принципах:

- пріоритету життя і здоров'я працівників, повної відповідальності роботодавця за створення належних, безпечних і здорових умов праці;
- підвищення рівня промислової безпеки шляхом забезпечення суцільного технічного контролю за станом виробництв, технологій та продукції, а також сприяння підприємствам у створенні безпечних та нешкідливих умов праці;
- комплексного розв'язання завдань охорони праці на основі загальнодержавної, галузевих, регіональних програм з цього питання та з урахуванням інших напрямів економічної і соціальної політики, досягнень в галузі науки і техніки та охорони довкілля;
- соціального захисту працівників, повного відшкодування шкоди особам, які потерпіли від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань;
- встановлення єдиних вимог з охорони праці для всіх підприємств та суб'єктів підприємницької діяльності незалежно від форм власності та видів діяльності;
- адаптації трудових процесів до можливостей працівника з урахуванням його здоров'я та психологічного стану;
- використання економічних методів управління охороною праці, участі держави у фінансуванні заходів щодо охорони праці, залучення добровільних внесків та інших надходжень на ці цілі, отримання яких не суперечить законодавству;

						Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- інформування населення, проведення навчання, професійної підготовки і підвищення кваліфікації працівників з питань охорони праці;
- забезпечення координації діяльності органів державної влади, установ, організацій, об'єднань громадян, що розв'язують проблеми охорони здоров'я, гігієни та безпеки праці, а також співробітництва і проведення консультацій між роботодавцями та працівниками (їх представниками), між усіма соціальними групами під час прийняття рішень з охорони праці на місцевому та державному рівнях;
- використання світового досвіду організації роботи щодо поліпшення умов і підвищення безпеки праці на основі міжнародного співробітництва.

Охорона праці водночас вирішує два основних завдання. Одне з них – інженерно-технічне – передбачає запобігання небезпечним подіям під час трудового процесу шляхом: - заміни небезпечних матеріалів менш небезпечними, - переходу на нові технології, які зменшують ризик травмування і захворювання, - проектування і конструювання устаткування з урахуванням вимог безпеки праці, - розробки засобів індивідуального та колективного захисту.

Друге – соціальне – пов'язане з відшкодуванням матеріальної, моральної чи соціальної шкоди, завданої внаслідок нещасного випадку або професійного захворювання, тобто це захист працівника та його прав. Виходячи з поставлених перед нею завдань, охорона праці, ґрунтуючись на правових та організаційних основах, вирішує питання виробничої санітарії, виробничої та пожежної безпеки.

Структурно охорона праці включає у себе: – правові та організаційні основи охорони праці; – фізіологію, гігієну праці та виробничу санітарію; - виробничу безпеку; - пожежну безпеку та профілактику на виробництві. З наведеної на рис. (5.1) структурної схеми охорони праці видно, що правові та організаційні основи охорони праці є тією базою, яка забезпечує соціальний захист працівників і на якій будуються санітарно-гігієнічна та інженерно-технічна складові охорони праці.

						Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 6.1 Структурна схема охорони праці

Правові та організаційні основи охорони праці – це комплекс взаємопов’язаних законів та інших нормативно-правових актів, соціальноекономічних та організаційних заходів, спрямованих на правильну і безпечну організацію праці, забезпечення працюючих засобами захисту, компенсацію за важку роботу та роботу в шкідливих умовах, регламентацію відповідальності та відшкодування збитків у разі ушкодження здоров’я працівника або його смерті, навчання працівників безпечному веденню робіт.

Виробнича санітарія – комплекс організаційних, гігієнічних і санітарнотехнічних заходів та засобів, спрямованих на запобігання або зменшення дії на працюючих шкідливих виробничих факторів.

Виробнича безпека – комплекс організаційних та технічних заходів і засобів, спрямованих на запобігання або зменшення дії на працюючих небезпечних виробничих факторів.

Пожежна безпека та профілактика на виробництві – комплекс заходів та засобів, спрямованих на запобігання запалювань, пожеж та вибухів у виробничому середовищі, а також на зменшення негативної дії небезпечних та шкідливих факторів, які утворюються в разі їх виникнення.

Людська праця – це джерело розвитку суспільства, створення матеріальних, культурних і духовних цінностей, передумова існування як кожної окремої

людини, так і людства в цілому. В ідеалі трудова діяльність повинна надавати людині задоволення і не бути надмірно важкою чи напруженою.

Важкість та напруженість праці є одними з головних характеристик трудового процесу. Важкість праці – це така характеристика трудового процесу, що відображає переважне навантаження на опорно-руховий апарат і функціональні системи організму (серцево-судинну, дихальну та ін.), які забезпечують його діяльність.

Важкість праці характеризується фізичним (динамічним і статичним) навантаженням, масою вантажу, що піднімається і переміщується, загальним числом стереотипних робочих рухів, робочою позою, ступенем нахилу корпусу, переміщенням в просторі.

Напруженість праці – це така характеристика трудового процесу, що відображає навантаження переважно на центральну нервову систему, органи чуттів, емоційну сферу працівника.

До факторів, що характеризують напруженість праці, відносяться: інтелектуальні, сенсорні, емоційні навантаження, ступінь монотонності навантажень, режим роботи.

Під час виконання людиною трудових обов'язків на неї діє сукупність фізичних, хімічних, біологічних та соціальних чинників, що зветься виробничим середовищем.

Сукупність чинників трудового процесу і виробничого середовища, які впливають на здоров'я і працездатність людини під час виконання нею трудових обов'язків складають умови праці. Реальне виробництво супроводжується шкідливими та небезпечними чинниками (факторами) і має певний виробничий ризик.

Виробничий ризик – це ймовірність ушкодження здоров'я працівника під час виконання ним трудових обов'язків, що зумовлена ступенем шкідливості та/або небезпечності умов праці та науково-технічним станом виробництва. Шкідливий виробничий фактор – небажане явище, що супроводжує виробничий процес і вплив якого на працюючого може призвести до погіршення самопочуття, зниження працездатності, захворювання, виробничо-зумовленого чи професійного, і навіть

						Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

смерті, як результату захворювання. Захворювання – це порушення нормальної життєдіяльності організму, зумовлене функціональними та/або морфологічними змінами.

Виробничо-зумовлене захворювання – це захворювання, перебіг якого ускладнюється умовами праці, а частота якого перевищує частоту його у працівників, які не зазнають впливу певних професійних шкідливих факторів.

Професійне захворювання (профзахворювання) – це захворювання, що виникло внаслідок професійної діяльності та зумовлюється виключно або переважно впливом шкідливих речовин і певних видів робіт та інших факторів, пов'язаних з роботою. Небезпечний виробничий фактор – небажане явище, яке супроводжує виробничий процес і дія якого за певних умов може призвести до травми або іншого раптового погіршення здоров'я працівника (гострого отруєння, гострого захворювання) і навіть до раптової смерті.

Виробнича травма – пошкодження тканин, порушення анатомічної цілісності організму людини або його функцій внаслідок впливу виробничих факторів.

Як правило, виробнича травма є наслідком нещасного випадку на виробництві. Нещасний випадок на виробництві – це обмежена в часі подія або раптовий вплив на працівника небезпечного виробничого фактора чи середовища, що сталися у процесі виконання ним трудових обов'язків, внаслідок яких заподіяно шкоду здоров'ю або настала смерть.

Як вже було сказано в попередніх лекціях, один і той же чинник може одночасно викликати і травму, і захворювання (наприклад, високий рівень іонізуючого або теплового випромінювання може викликати опік або навіть призвести до миттєвої смерті). Через це всі несприятливі виробничі чинники часто розглядаються як єдине поняття – небезпечний та шкідливий виробничий фактор (НШВФ).

За своїм походженням та природою дії НШВФ ділять на 5 груп: фізичні, хімічні, біологічні, психофізіологічні та соціальні*. До фізичних НШВФ відносяться машини та механізми або їх елементи, а також вироби, матеріали, заготовки тощо, які рухаються або обертаються; системи, устаткування або елементи обладнання, які знаходяться під підвищеним тиском; підвищена

						Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищені рівні шуму, вібрації, ультразвук, інфразвук; підвищений рівень іонізуючих випромінювань; підвищене значення напруги в електричній мережі; підвищена напруженість електричного та магнітного полів тощо.

До хімічних НШВФ відносяться хімічні речовини, які по характеру дії на організм людини поділяються на токсичні, задушливі, наркотичні, подразнюючі, 5 сенсibilізуючі, канцерогенні, мутагенні та такі, що впливають на репродуктивну функцію.

По шляхам проникнення в організм людини вони поділяються на такі, що потрапляють через: 1) органи дихання; 2) шлунково-кишковий тракт; 3) шкіряні покриви та слизисті оболонки. До біологічних НШВФ відносяться патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси, рикетсії, спірохети, грибки тощо) та продукти їхньої життєдіяльності, а також макроорганізми – це тварини та рослини. До психофізіологічних НШВФ відносяться фізичні (статичні та динамічні) перевантаження і нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження).

Соціальні НШВФ – це неякісна організація роботи, понаднормова робота, необхідність роботи в колективі з поганими відносинами між його членами, соціальна ізоляція з відривом від сім'ї, незадоволеність роботою тощо. Слід мати на увазі, що один і той самий за природою своєї дії НШВФ може належати одночасно до різних вищезгаданих груп.

Такий стан умов праці, при яких виключена або зведена до припустимого рівня дія на працюючого небезпечних та шкідливих виробничих факторів зветься безпекою праці. Виходячи з того, що в житті, а тим більше у виробничому процесі, абсолютної безпеки не існує, нерозумно було б вимагати від реального виробництва повного викорінення травматизму, виключення можливості будьякого захворювання.

Але реальним і розумним є ставити питання про зведення до мінімуму впливу об'єктивно існуючих виробничих небезпек. Цю задачу саме і вирішує охорона праці.

						Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Законодавство України про охорону праці – це система взаємопов'язаних нормативно-правових актів, що регулюють відносини у сфері соціального захисту громадян у процесі трудової діяльності.

Базується законодавство України про охорону праці на конституційному праві всіх громадян України на належні, безпечні і здорові умови праці, гарантовані статтею 43 Конституції України.

Основоположним документом в галузі охорони праці є Закон України «Про охорону праці», який визначає основні положення щодо реалізації права на охорону життя і здоров'я у процесі трудової діяльності, на належні, безпечні і здорові умови праці, регулює відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні. Стаття 2 Закону України «Про охорону праці» встановлює, що дія його поширюється на всіх юридичних та фізичних осіб, які відповідно до законодавства використовують найману працю, та на всіх працюючих.

До основних законодавчих актів, що мають безпосереднє відношення до охорони праці слід також віднести: Основи законодавства України про охорону здоров'я. Кодекс законів про працю України (КЗпПУ). Закон України «Про загальнообов'язкове державне соціальне страхування від нещасного випадку на виробництві та професійного захворювання, які спричинили втрату працездатності». Закон України «Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення».

Закон України «Про пожежну безпеку». Закон України «Про використання ядерної енергії та радіаційну безпеку» тощо. Окремо питання правового регулювання охорони праці містяться і в багатьох інших законодавчих актах України.

Це стосується таких законодавчих 7 актів, як «Цивільний кодекс», «Кримінальний кодекс», Закон України «Про колективні договори і угоди», технічні Регламенти з безпеки промислового обладнання та продукції, що розроблені згідно існуючих вимог Директив ЄС у цій сфері і мають статус Законів, тощо.

						Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім вищезазначених законів, правові відносини у сфері охорони праці регулюють інші національні законодавчі акти, міжнародні договори та угоди, до яких Україна приєдналася в установленому порядку, підзаконні нормативні акти: Укази і розпорядження Президента, рішення Уряду, нормативні акти міністерств та інших центральних органів державної влади. Всі ці документи створюють єдине правове поле охорони праці в нашій країні.

Переважає більшість міжнародних договорів та угод, в яких бере участь Україна і які більшою або меншою мірою стосуються охорони праці, – це наступні три групи документів: 1. Конвенції та Рекомендації Міжнародної Організації Праці; 2. Директиви Європейського Союзу; 3.

Двосторонні договори та угоди. Серед міжнародних договорів, якими регулюються трудові відносини, особливе місце займають конвенції Міжнародної Організації Праці.

Всі механізми прийняття рішень в МОП пов'язані з її унікальною структурою, яка базується на принципі трипартизму, тобто рівного представництва трьох сторін – уряду, роботодавців і робітників.

Так приймаються рішення кожної країни-члена, комітетів МОП, а також за цим принципом приймаються будь-які Міжнародні Конвенції, Рекомендації тощо. Так само принцип трипартизму застосовується і в державній політиці нашої країни в сфері охорони праці і полягає він у “координації діяльності органів державної влади, установ, організацій, об'єднань громадян, а також і співробітництва і проведення консультацій між роботодавцями та працівниками” Директиви, що приймаються в рамках Європейського Союзу і відповідають існуючим конвенціям МОП, є законом для всіх країн-членів ЄС.

Україна не є членом ЄС, але неодноразово на найвищих рівнях заявляла про своє прагнення до вступу до цієї організації. Однією з умов прийняття нових країн до ЄС є відповідність їхнього законодавства законодавству ЄС, тому в нашій країні ведеться активна робота щодо узгодження вимог законів та нормативно-правових актів, в тому числі і в сфері охорони праці, із сучасними європейськими (Директиви ЄС, Регламенти, стандарти тощо).

						Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім вищезазначених організацій, у справу охорони праці вносять свій внесок також Міжнародне агентство з атомної енергії (МАГАТЕ), Всесвітня організація охорони здоров'я (ВООЗ), Міжнародна організація по стандартизації (ІСО), Міжнародна організація авіації (ІКАО) та ряд інших.

						Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Здійснено детальний аналіз технічних характеристик двигуна 4Ч7.9/86 та доведена доцільність використання турбонаддувного агрегату з метою підвищення його потужності та економічності.

Виконано розрахунки зовнішньої швидкісної характеристики на десяти режимах роботи від 800 до 5400 об/хв за методикою Рунге-Кутта у комплексі Blitz-PRO з отриманням паспортних значень щодо потужності двигуна і крутного моменту для атмосферного двигуна і двигуна з встановленим турбокомпресором.

В результаті розрахунків на всіх режимах роботи двигуна отримані результати, які відповідають прийнятій гіпотезі дослідження. При цьому вдалося дотриматися системи обмежень та не вносити суттєвих зміни в конструкцію двигуна.

Рациональна регульовальна характеристика за складом суміші, знаходиться у діапазоні 0,8...0,9. При таких значеннях існує найбільш збалансоване співвідношення потужності двигуна, його температури, витрат пального та ККД.

Найбільш раціональним варіантом є регулювання за кутом випередження запалювання 8...12 градусів. При таких значеннях спостерігається найбільш збалансоване співвідношення потужності двигуна, його температури, витрат пального та ККД.

						Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Костів Б. Ф. Експлуатація автомобільного транспорту: Підручник. - Львів: Світ, 2004. – 496 с.; іл
2. Лауш П.В. Техническое обслуживание и ремонт машин. – К.: Высшая школа, 1989. – 350с.
3. Строков О.В. Технічне обслуговування та ремонт вантажних і легкових автомобілів, автобусів. – К.: Грамота, 2005
4. Родичев В.А., Родичева Г.И. Тракторы и автомобили – М.: Высш. школа, 1982. – 320с.
5. Токаренко В.М. Практикум по устройству, техническому обслуживанию и ремонту автотранспорта. – К.: Урожай, 1989. – 350с.
6. Нагорный, А. В. Повышение эффективности форсированных высокооборотных дизельных двигателей использованием систем управляемого двухступенчатого наддува [Текст] : дисс. ... к.т.н./ А. В. Нагорный. - Николаев, НУК, 2015. - 249 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для студентов вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» /В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др.; Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - 4-е изд., перераб. и доп.- М.:Машиностроение, 1990.-288 с.: ил.;
8. Влияние эксплуатационных факторов и системы охлаждения на температуру наддувочного воздуха на входе в цилиндры судовых дизелей / А. А. Сирота, Н. И. Радченко // Двигатели внутреннего сгорания. - 2013. - № 2. - С. 116-120.
9. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/ Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983. - 372 с.

						Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Лабораторні роботи з дисципліни "Інформаційні основи САПР ДВЗ".
Частина 2 : методичні вказівки / Д. С. Мінчев., А. В. Нагірний - Миколаїв :
Видавництво НУК, 2012. - 100 с

						Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		